



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**STUDIE CHLADICÍHO SYSTÉMU BUDOVY S
OHLEDEM NA KLIMATICKOU ZMĚNU V ČR**

STUDY OF THE COOLING SYSTEM OF A BUILDING WITH REGARD TO CLIMATE CHANGE
IN THE CZECH REPUBLIC

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Vašulka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Bc. Ing. Jan Fišer, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Tomáš Vašulka**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Technika prostředí
Vedoucí práce: **Bc. Ing. Jan Fišer, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Studie chladicího systému budovy s ohledem na klimatickou změnu v ČR

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Chlazení budov je jednou z technologií HVAC systému, která umožňuje řízení teploty vnitřního prostředí v letním období. Vzhledem k předpokládané změně klimatu v ČR je otázkou, jak v současné době projektované systémy chlazení budov dimenzovat a jaká opatření při projekci uvažovat, aby byla zajištěna plná funkčnost systému i za 10, 20, 30 let.

Cíle diplomové práce:

Cílem DP je zpracovat studii návrhu chladicího systému polyfunkční budovy v areálu Nová Zbrojovka, Brno, ČR. Studie bude zahrnovat výpočet tepelné zátěže chlazených prostor, dimenzování chladicího systému a opatření pro omezení solárních zisků v letním období. Součástí studie bude posouzení vlivu předpokládané změny klimatu v Brně s výhledem na období 2030, 2040 a 2050. V této části vyjděte ze studií a odborných predikcí dostupných pro střední Evropu v roce zpracování práce (2020/2021).

Seznam doporučené literatury:

ČSN 730548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů

ASHRAE CLIMATIC DESIGN CONDITIONS 2009/2013/2017 - <http://ashrae-meteo.info/v2.0/>

MCQUISTON, Faye C. Heating, ventilating, and air conditioning: analysis and design. New York: John Wiley, 1977. ISBN 0-471-01722-1.

DRKAL, František, Miloš LAIN a Vladimír ZMRHAL. Klimatizace. V Praze: České vysoké učení technické, 2015. ISBN 978-80-01-05652-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce si bere za cíl zpracování studie chladicího systému polyfunkční budovy s ohledem na klimatickou změnu predikovanou do poloviny 21. století. Práce zahrnuje stanovení tepelné zátěže chlazených prostor a navržení opatření pro redukci tepelných zisků v letním období. Součástí práce je návrh chladicího systému s fan-coil jednotkami jako koncovými spotřebiči s potřebnými hydraulickými výpočty. Jako uvažovaný zdroj chladu je použita jednostupňová absorpční chladicí jednotka, ke které je přiřazen výměník tepla volného chlazení. Návrh zdroje chladu zahrnuje potřebné hydraulické výpočty a dimenzování systému zajišťující jeho funkční provoz. Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace technologie chlazení a zapojení fan-coil jednotek.

KLÍČOVÁ SLOVA

Změna klimatu, chlazení budov, fan-coil, absorpční chlazení, volné chlazení

ABSTRACT

The diploma thesis aims to prepare a study of the cooling system of a multifunctional building with regard to climate change predicted until the middle of the 21st century. The work includes determining the heat load of refrigerated rooms and designing measures to reduce heat gains in the summer. Diploma thesis includes design of a cooling system with fan-coil units as end appliances with the necessary hydraulic calculations. A single-stage absorption cooling unit is used as the considered cooling source, to which a free cooling heat exchanger is assigned. The design of the cooling source includes the necessary hydraulic calculations and dimensioning of the system ensuring its functional operation. Part of the diploma thesis is drawing documentation of cooling technology and connection of fan-coil units.

KEY WORDS

Climate change, building cooling, fan-coil, absorption cooling, free cooling

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VAŠULKA, Tomáš. Studie chladicího systému budovy s ohledem na klimatickou změnu v ČR. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/133051>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jan Fišer.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že diplomovou práci na téma „Studie chladicího systému budovy s ohledem na klimatickou změnu v ČR“ jsem vypracoval pod vedením pana Bc. Ing. Jana Fišera, Ph.D samostatně s využitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....
Tomáš Vašulka

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu této diplomové práce, panu Bc. Ing. Janu Fišerovi, Ph.D., za cenné rady a připomínky během jejího vypracování.

Dále můj dík patří panu Ing. Petru Komínkovi za praktické rady při návrhu systému.

Obrovské díky patří mým rodičům a přítelkyni Nikol za podporu během celého mého studia.

1	Úvod	11
2	Klimatická změna	12
2.1	Faktory ovlivňující klima na Zemi	12
2.2	Skleníkový efekt	13
2.3	Globální dopady změny klimatu.....	15
2.3.1	Změny hydrosféry	15
2.3.2	Změny projevů počasí	16
2.3.3	Dopady změny klimatu na živé organismy	16
2.4	Predikce změny klimatu na území ČR	17
2.4.1	Modely pro předpověď stavu klimatu	17
2.4.2	Projevy klimatické změny na území České republiky	18
2.4.3	Odhad nárustu teplot pro území města Brna do poloviny 21. století	19
2.4.4	Městský tepelný ostrov.....	20
3	Charakteristika objektu	22
3.1	Vymezení projektu	22
3.2	Skladby stavebních konstrukcí	24
3.3	Tepelně technické vlastnosti použitých stavebních konstrukcí	24
4	Stanovení tepelné zátěže	26
4.1	Vzorový výpočet tepelné zátěže	26
4.1.1	Vstupní údaje.....	26
4.1.2	Tepelné zisky sluneční radiací prosklenými plochami	27
4.1.3	Tepelné zisky prostupem obvodovými konstrukcemi.....	32
4.1.4	Tepelné zisky přívodem čerstvého větracího vzduchu	35
4.1.5	Tepelné zisky z vnitřního prostředí místnosti	36
4.1.6	Tepelné zisky z neklimatizovaných prostor	37
4.1.7	Výsledná tepelná zátěž prostoru.....	38
4.2	Tepelná zátěž místnosti s ohledem na měnící se klima	39
4.3	Pasivní prostředky ke snížení tepelné zátěže.....	40
5	Návrh chladicího systému	45
5.1	Rozdělení chladicích systémů	45
5.1.1	Chlazení přímé	45
5.1.2	Chlazení nepřímé.....	45
5.2	Regulace fan-coil jednotek	50
5.3	Hydraulický výpočet chladicí soustavy	51
5.3.1	Tlaková ztráta třením	51

5.3.2	Tlaková ztráta místními odpory	53
5.3.3	Tlaková ztráta jednotek fan-coil.....	55
5.3.4	Tlaková ztráta armatur	55
5.3.5	Celková tlaková ztráta okruhu.....	57
5.4	Výsledné hodnoty pro celý systém rozvodu chladu	59
6	Zdroj chladu	61
6.1	Dodávka chladu	61
6.2	Absorpční chladicí jednotka	62
6.2.1	Využívané pracovní dvojice chladivo/absorbent	63
6.2.2	Parametry absorpční chladicí jednotky	64
6.3	Chladicí věž	65
6.4	Volné chlazení	66
6.5	Akumulace chladné vody	68
6.6	Dimenzování hydraulických okruhů	69
6.6.1	Hydraulický okruh horkovodní přípojky.....	69
6.6.2	Hydraulický okruh zdroje chladu a akumulační nádrže	70
6.6.3	Hydraulický okruh výměníku tepla volného chlazení a akumulační nádrže	71
6.6.4	Hydraulický okruh hybridní chladicí věže a výměníku tepla volného chlazení	72
6.6.5	Hydraulické okruhy sekundárního okruhu chladné vody do objektu	73
6.7	Expanzní a pojistná zařízení	74
6.7.1	Expanzní zařízení	74
6.7.2	Pojistný ventil.....	75
6.8	Úpravna vody	76
6.9	Doplňování etylenglykolu	77
6.10	Grafická reprezentace technologie zdroje chlazení	78
7	Zhodnocení	79
8	Závěr	81
9	Seznam použitých zdrojů	83
10	Seznam použitých symbolů	92
11	Seznam použitých zkratk	95
12	Seznam tabulek	96
13	Seznam obrázků	97
14	Seznam příloh.....	99

1 Úvod

Od poloviny minulého století zažívá lidská civilizace rapidní populační nárůst, se kterým je spojena čím dál větší touha po lepší životní úrovni. Zlepšení úrovně života je spojena s vyšší hospodářskou činností, která má za následek zvyšování produkce emisí skleníkových plynů vlivem spalování fosilních paliv.

Skleníkové plyny uvolněné do atmosféry vlivem antropogenního působení převažují nad přirozenými mechanismy jejich odbourávání, což vede k bezprecedentně rychlému tempu nárůstu globální průměrné teploty.

Dle predikcí se tempo růstu teplot bude nadále zvyšovat i přes zavedení opatření redukující produkci skleníkových plynů. Zvýšení teplot se projeví hlavně v letních měsících, během kterých bude růst požadavek na snižování teplot v interiéru. Teplota má totiž zásadní vliv na tepelný komfort obyvatel.

Z perspektivy projektantů vyvstávají otázky, jak co nejlépe navrhovat chladicí systémy, které budou adekvátně reagovat na probíhající změnu klimatu z pohledu pokrytí tepelné zátěže obytných prostor.

Uvažování udržitelnosti a ekologičnosti provozů chladicích systémů je taktéž důležitý parametr, na který se během výstavby technického zařízení pro chlazení budov zapomíná. Za alternativu pro konvenční kompresorové cykly lze tak považovat absorpční chlazení využívající odpadního tepla pro produkci chladu.

Tato diplomová práce si bere za cíl zpracování studie chladicího systému polyfunkčního komplexu budov, jejichž výstavba je plánována v lokalitě Brno-Střed. Součástí práce je taktéž návrh chladicího systému, jejímž zdrojem je jednostupňová absorpční chladicí jednotka. Práce zahrnuje posouzení předpokládané změny klimatu do poloviny 21. století pro území města Brna. Tímto dojde k ověření, zda bude docházet k plné funkčnosti chladicího systému s výhledem na období 2030, 2040 a 2050.

2 Klimatická změna

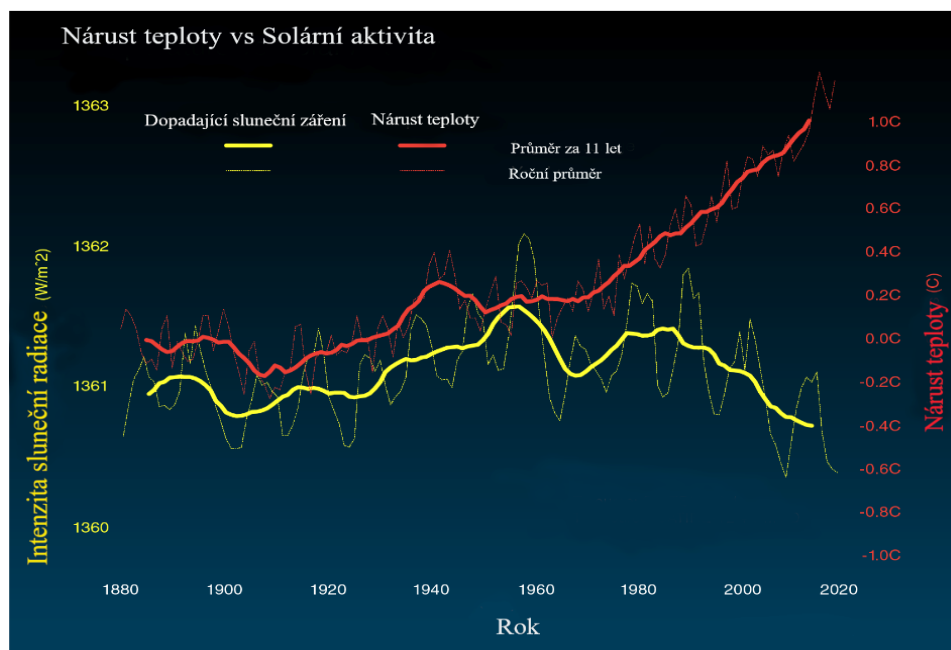
Planeta Země si za dobu celé své existence prošla sérií událostí, které ovlivňovaly charakter klimatu na jejím povrchu. Klimatem se rozumí dlouhodobý stav počasí podmíněný energetickou bilancí, cirkulací atmosféry, charakterem aktivního povrchu a od relativně nedávné doby také ovlivněn lidskou činností. Klimatický systém lze rovněž charakterizovat pomocí průměrných hodnot meteorologických veličin doplněných o extrémy a četnosti jejich výskytu, kdy se nejčastěji lze setkat s hodnocením průměrných a extrémních hodnot teploty [1].

2.1 Faktory ovlivňující klima na Zemi

Stav klimatu je ovlivňován přímo intenzitou dopadajícího slunečního záření na zemský povrch.

S výkyvy teplot na Zemi je možno spojovat do jisté míry činitele, které jsou ve své podstatě přirozené a tyto jevy nelze nijak ovlivnit lidskou aktivitou. Mezi tyto přirozené činitele patří:

- Milankovičovy cykly, které vysvětlují dlouhodobé změny ve sklonu zemské osy mezi $21,8$ až $24,4^\circ$, kdy nižší sklon osy otáčení způsobuje celkové snížení globální průměrné teploty. Milankovičova hypotéza taktéž zahrnuje změnu tvaru oběžné dráhy Země kolem Slunce z téměř kruhové na zřetelně eliptickou vlivem gravitačního působení Jupiteru. Posledním faktorem cyklů je změna precese¹ zemské osy vlivem gravitačního působení planet v sluneční soustavě. Zmíněné body Milankovičových klimatických cyklů mají vliv na střídání dob ledových a meziledových s periodou okolo 100 000 let [2].
- Změny v sluneční aktivitě, která se mění v periodických cyklech po cca 11 letech lze ze satelitních měření vyčíst průměrnou změnu intenzity slunečního záření o $0,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ v posledních třech zaznamenaných cyklech [3]. Sluneční aktivita, avšak nemá zásadní vliv na současný trend stoupající globální teploty za posledních několik desetiletí, kvůli klesající intenzitě dopadající sluneční radiace, která je patrná z obrázku 2.1 [3], [4].



Obrázek 2.1 – Graf rostoucího trendu globální teploty a klesajícího trendu dopadajícího slunečního záření [4]

¹ Precese zemské osy – Jedná se o krouživý pohyb zemské osy opisující přibližný tvar kužele [2].

- c) Sopečná aktivita ovlivňuje klima spíše v ohledu ochlazování zemského povrchu, kdy v důsledku vyvrženého popílku a následného vzniku atmosférických aerosolů při erupci vulkánu dojde k zastínění dopadajícího slunečního záření a také ke zvýšení odrazivosti atmosféry pro sluneční záření (albeda) [5]. V případě výbuchu velkých sopek může nastat ochlazení pozorovatelné na celé zemi, dochází tak k jevu zvanému sopečná zima. Kromě popílku jsou při výbuchu současně vyvrženy také skleníkové plyny, mezi nimiž se nachází hlavně oxid uhličitý CO_2 a metan CH_4 , avšak koncentrace emisí při vulkanické aktivitě nemají na zvyšování teploty v globálním měřítku žádný význam [3].

Jak je patrné z textu výše, tak přírodní faktory nemají na v současné době vzrůstající globální průměrnou teplotu vliv. Aktuální změny klimatického stavu planety jsou majoritně antropogenního rázu, kdy důsledkem spalování fosilních paliv dochází k nadměrnému vypouštění skleníkových plynů do atmosféry. Zvýšené koncentrace skleníkových plynů mění chemické složení atmosféry a způsobují jev zvaný globální oteplování² [6].

2.2 Skleníkový efekt

Skleníkový efekt spočívá v tom, že tři a více atomové plyny, tzv. skleníkové plyny, mezi které patří oxid uhličitý CO_2 , oxid dusný N_2O , metan CH_4 , vodní pára nebo freony a fluorované uhlovodíky používané v chladírenském průmyslu, absorbují dlouhovlnné tepelné odražené od zemského povrchu. Většinou zastoupení v atmosféře mají plyny O_2 a N_2 , tyto plyny jsou propustné pro tepelné záření. Toto vyzařované tepelné záření by se za nepřítomnosti skleníkových plynů vyzářilo zpět do vesmíru a na zemském povrchu by byly celoročně teploty pod bodem mrazu [6].

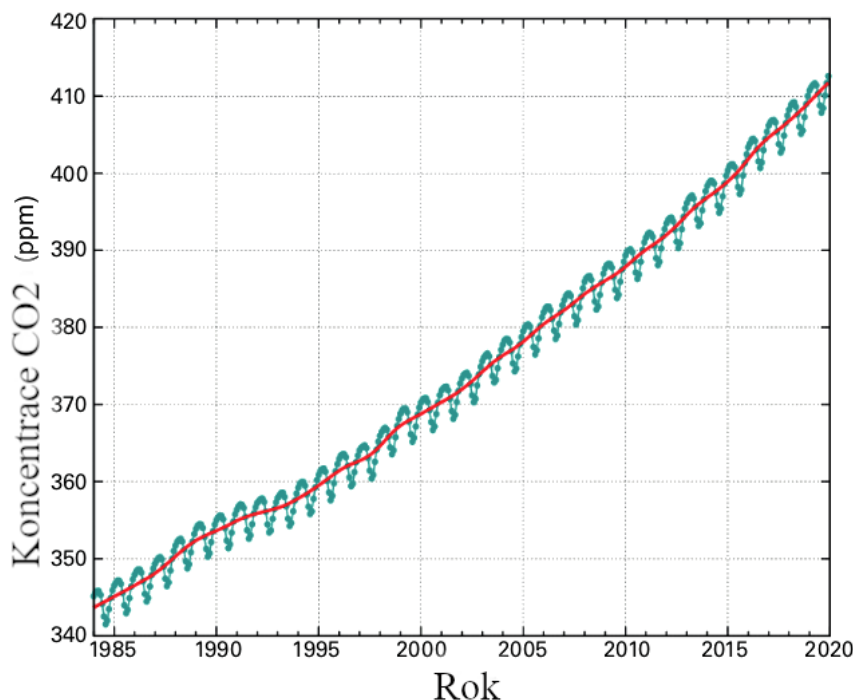
Skleníkový plyn s nejvyšším zastoupením v atmosféře je vodní pára, jejíž koncentrace je velmi variabilní a kolísá v krátkém časovém rozpětí díky zpětné kondenzaci v kapalnou fázi. Vodní pára není v rovnoměrně distribuována a má vyšší potenciál se tvořit v teplých a vlhkých klimatických oblastech u rovníku. Vodní páru možno uvažovat jako prostředek zvětšování odrazivosti sluneční radiace (albeda) díky tvorbě mraků, má tedy i ochrannou funkci vůči dopadajícímu záření [6].

Informace o koncentracích skleníkových plynů v atmosféře jsou přejaty z aktuálních zdrojů v době zpracování diplomové práce, tj. začátek roku 2021.

Oxid uhličitý CO_2 je v současné době nejsledovanějším skleníkovým plynem, který vzniká spalováním fosilních paliv a má nejvýznamnější podíl na skleníkovém efektu (přibližně z 81 %) [7]. Koncentrace CO_2 z dlouhodobého hlediska stoupá společně s rostoucí průmyslovou činností lidské společnosti a zvyšováním spalováním fosilních paliv pro energetické účely. Mezi lety 2019 a 2020 vzrostla koncentrace oxidu uhličitého v zemské atmosféře z 410,88 ppm^3 na 413,25 ppm [8]. Na obrázku 2.2 je vyobrazena tzv. Keelingova křivka dokumentující stabilní nárůst koncentrace CO_2 zpracováním měsíčních průměrných hodnot koncentrací oxidu uhličitého. Oscilace naměřených hodnot je dána sezónním působením vegetačního cyklu rostlin, které zpracovávají vzdušný oxid uhličitý [8].

² Globální oteplování – V současnosti se s tímto pojmem lze setkat v souvislosti s rostoucí průměrnou hodnotou teploty pozorované od začátku průmyslové revoluce koncem 18. století.

³ Ppm – Z anglického parts per million



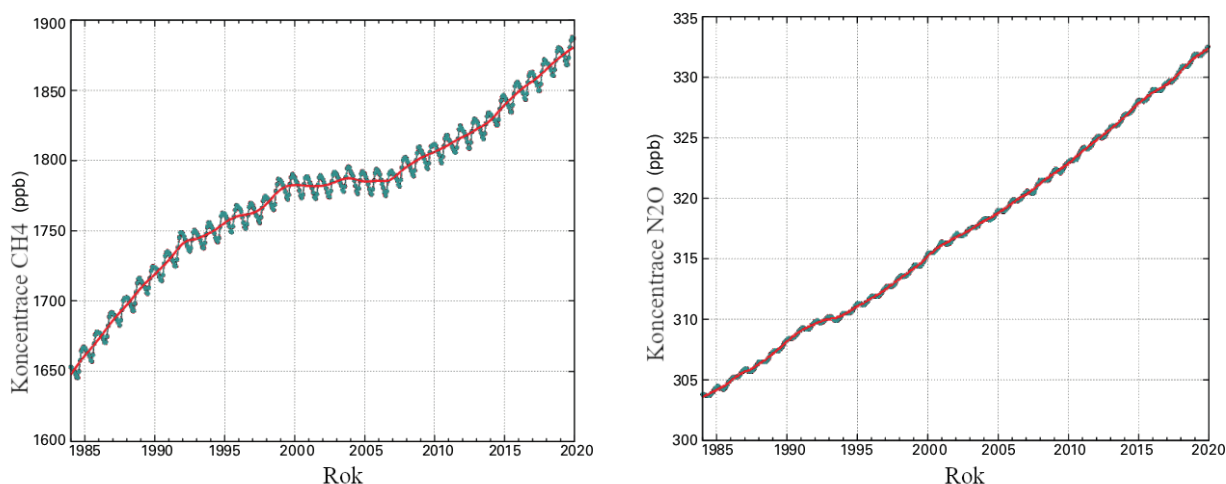
Obrázek 2.2 – Keelingova křivka ukazující průměrné měsíční hodnoty naměřených koncentrací CO_2 [8]

Dle obrázku 2.2 je zřetelné, že mezi lety 1990 až 1995 došlo k zmírnění rostoucího trendu koncentrace CO_2 . To má svůj původ v rozpadu Sovětského svazu a následném zrušení zastaralých průmyslových podniků [9]. Následné zrychlení v růstu koncentrace CO_2 začátkem 21. století lze vysvětlit rapidním ekonomickým rozvojem států jako je Indie nebo Čína, které se v dnešní době řadí mezi největší producenty emisí skleníkových plynů, kdy Čína stojí na první příčce s podílem 30 % na celkových světových antropogenních emisích [10].

Oxid uhličitý je referenční jednotkou pro posuzování vlivu ostatních skleníkových plynů ke vzniku globálního oteplení planety. Tuto jednotku nazýváme GWP^4 a je dána měřítkem kolik tepla zachytí skleníkový plyn v určitém časovém horizontu oproti oxidu uhličitému [11].

Rapidní růst koncentrací lze sledovat také i u ostatních skleníkových plynů, mezi které jsou zařazeny metan CH_4 a oxid dusný N_2O . Tyto plyny se projevují větší mírou na tvorbě globálního oteplování, jelikož CH_4 má přibližně 36krát vyšší GWP a N_2O až 300krát vyšší GWP , než je tomu u CO_2 . Oxid dusný navíc aktivně rozkládá ozónovou vrstvu ve svrchní atmosféře a tím napomáhá k pronikání ultrafialového záření na zemský povrch [6]. Tyto plyny jsou přirozenou součástí biologických procesů, kdy CH_4 je uvolňován během anaerobního rozkladu biomasy a N_2O vzniká při nitrifikačních procesech v půdě či ve vodě [7]. Přílišným využíváním dusíkatých hnojiv a neřízením skládkováním a rozkladem biomasy se uvolňují tyto plyny ve větší míře [12]. V případě N_2O je hlavním producentem emisí silniční doprava a podílí se na současné změně klimatu z 5 %. Metan CH_4 se na globálním oteplování podílí z 11 % [7].

⁴ GWP – Global Warming Potential [6]

Obrázek 2.3 – Rostoucí trend koncentrací CH_4 a N_2O [8]

2.3 Globální dopady změny klimatu

Rostoucí koncentrace skleníkových plynů a s ní spojené rostoucí teploty na zemském povrchu s sebou nesou mnohé negativní dopady jak na lidskou civilizaci, tak na živočišné a rostlinné druhy na planetě Zemi.

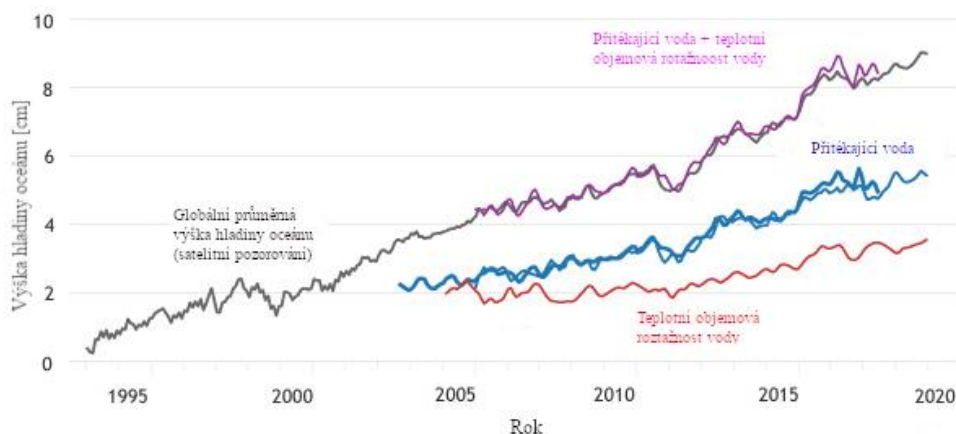
2.3.1 Změny hydrosféry

Oteplování planety má přímý a největší dopad na ekosystémy povrchového vodstva, mezi které patří zejména oceány, říční toky, jezera, ale také ledová pokrývka v blízkosti zemských pólů a na vrcholcích horských masivů, která je souhrnně nazývána jako kryosféra. V následku rostoucích teplot dochází k tání ledovců a sněhu, kdy odtékající voda může nepříznivě ovlivňovat hydrologické systémy, které jsou v dané lokalitě přítomny. S rostoucími teplotami může taktéž docházet k roztátí permafrostu⁵, které s sebou nese značná rizika.

Je nutné podotknout, že oceány jsou pro celosvětový charakter klimatu zásadní složkou a hrají klíčovou roli v projevech globálního oteplování na kontinentální úrovni. Díky své vysoké hodnotě tepelné kapacity c jsou vodní plochy schopny pojmout přebytečné teplo, které se zachytilo v atmosféře v důsledku skleníkového efektu [13]. Nicméně se stále sílícím skleníkovým efektem se teplota povrchu oceánu zvyšuje, což vede k tvorbě silných srážkových úhrnů v pobřežních oblastech východní, jihovýchodní Asie nebo Severní Ameriky. Do oceánů se kromě tepla absorbují i atmosférické skleníkové plyny, zejména CO_2 . Absorpcí oxidu uhličitého dochází k chemické reakci s mořskou vodou za vzniku slabé kyseliny uhličitě H_2CO_3 , což vede k procesu acidifikace (zakyselení) oceánů [14]. Průměrné pH povrchové vrstvy oceánů se od začátku 19. století do současnosti snížilo o 0,1 (z původního 8,2 na 8,1), hodnota pH se dle prognóz bude stále snižovat i v budoucnosti. To má ničivý dopad na mikroorganismy a živočichy v oceánských ekosystémech [14].

⁵ Permafrost – Celoročně zamrzlá půda nacházející se na východní Sibiři, která v sobě skrývá akumulovaný metan. V případě roztátí permafrostu dojde k vypuštění metanu do ovzduší, který je silným skleníkovým plynem, viz kapitola 2.2 [14].

Vrůstající úroveň hladiny oceánů je problematická primárně pro pobřežní oblasti států položených v nízkých nadmořských výškách. Vlivem tajících ledovců na severním a jižním pólu v součinnosti s objemovou teplotní roztažností vody za vyšších teplot dochází k nárůstu hladiny světových oceánů od roku 1995 do současnosti o 10 centimetrů. Kombinovaný vliv odtékající ledovcové vody a teplotní roztažnosti na zvyšující se hladiny moří je znázorněn na *obrázku 2.4* [15].



Obrázek 2.4 – Vzrůstající hladina světových oceánů kombinovaným působením tajících ledovců (modrá křivka) a teplotní roztažností vody (červená křivka), z obrázku je patrné větší význam příspěvku z tajícího ledu [15]

2.3.2 Změny projevů počasí

S rostoucí teplotou vzduchu se zvyšuje schopnost pohlcovat vodní páru vyskytující se v atmosféře, čímž je urychlen koloběh vody v přírodě. Tento jev je doprovázen větší četností extrémních úhrnů dešťových srážek, které mohou vyústit v bleskové povodně.

V některých regionech může v budoucnu nastat situace, kdy dojde ke změně proudění oblačnosti a tím dojde ke snížení srážkových úhrnů nad pevninou. K tomuto scénáři se blíží na příklad státy jižní Evropy, kde se každoročně zvyšuje riziko dlouhodobého sucha s ním spojených lesních požárů a také zužující se zásoby vody v říčních tocích.

2.3.3 Dopady změny klimatu na živé organismy

Zvyšující se teploty mají na živočichy a rostliny vliv z hlediska posunutí fenologických fází [14]. Mezi tyto fáze patří přirozeně se opakující jevy, například hnízdění ptactva nebo rašení pupenů rostlin, které jsou svým načasováním závislé na stavu klimatu.

Reakcí živočišných a rostlinných druhů na měnící se stav klimatu je migrace do lokalit s příznivějšími životními podmínkami. Takto dochází ke snížení biodiverzity území, což ve výsledku ústí v lokální vyhynutí druhů, hlavně těch rostlinných. Posun ve výskytu živočichů má postupnou tendenci ve směru k pólům a do vyšších nadmořských poloh [14]. Pro původní druhy v těchto lokalitách může migrace ostatních druhů představovat riziko v souvislosti s bojem o zdroje potravy a o území.

Negativní vlivy změny klimatu mají dopad také na lidskou populaci, zejména v rozvojových zemích. Tamní obyvatelstvo je závislé na přírodních zdrojích a zemědělských výnosech ve své lokalitě, kdy snížení srážkových úhrnů má vliv na růst hospodářských plodin. Problematika související se záplavami a silnými bouřemi má za následek zničení lidských obydlí a kontaminaci zásob pitné vody [16].

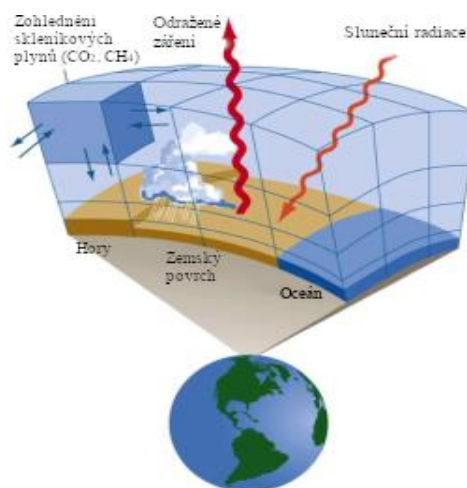
2.4 Predikce změny klimatu na území ČR

V této podkapitole bude rozebrána problematika týkající se dopadů klimatické změny na území České republiky, pozornost bude primárně věnována oblasti jižní Moravy a městu Brnu, kde bude probíhat výstavba stavebních objektů řešené v této diplomové práci. Zároveň zde bude popsána metodika stanovení budoucích stavů klimatu pomocí globálních klimatických modelů.

2.4.1 Modely pro předpověď stavu klimatu

Pro predikci budoucího stavu klimatu ovlivněného globálním oteplováním se využívají globální klimatické modely (GCM⁶), v lokálním měřítku se používají regionální klimatické modely (RCM⁷) [17]. Jedná se o numerické počítačové modely, které zohledňují řešení pohybových a termomechanických rovnic popisující atmosférické děje [17].

Výpočty se uskutečňují na vysoce výkonných počítačích. Při výpočtu je zemská atmosféra rozdělena do objemové sítě v několika vrstvách ve vertikálním směru dle rozvrstvení tlaku vzduchu, horizontální členění je voleno v závislosti na požadovaném rozlišení modelu [17]. Do výpočtu vstupuje řada proměnných parametrů, mezi které patří dopadající sluneční záření, vliv skleníkových plynů nebo oblačnost, viz *obrázek 2.5*.



Obrázek 2.5 – Rozčlenění zemské atmosféry do výpočetní sítě klimatických modelů [86]

Ve výpočtu budoucího stavu klimatu

v globálním i regionálním měřítku se pracuje s různými scénáři antropogenního vlivu na vypouštění skleníkových plynů do ovzduší. Emisní scénáře jsou označovány jako RCP⁸ a jsou rozčleněny do kategorií dle předpokládané koncentrace CO_2 v roce 2100 v závislosti na míře produkovaných emisí. Nejčastěji se používají tyto scénáře [18]:

- **RCP 2,6** značí razantní omezení vývoje koncentrace CO_2 v nadcházejících letech.
- **RCP 4,5** značí tzv. přechodný scénář budoucího vývoje, kdy emise nebudou striktně omezeny, ale zároveň bude regulován jejich růst.
- **RCP 8,5** značí scénář s velmi vysokými emisemi CO_2 v budoucích letech, které nebudou nijak omezeny.

Číslovka za zkratkou RCP vyjadřuje míru přispívání ke globálnímu oteplení prostřednictvím tzv. radiačního působení CO_2 v jednotkách $[W \cdot m^{-2}]$ [18].

⁶GCM – Global Climate Models [17]

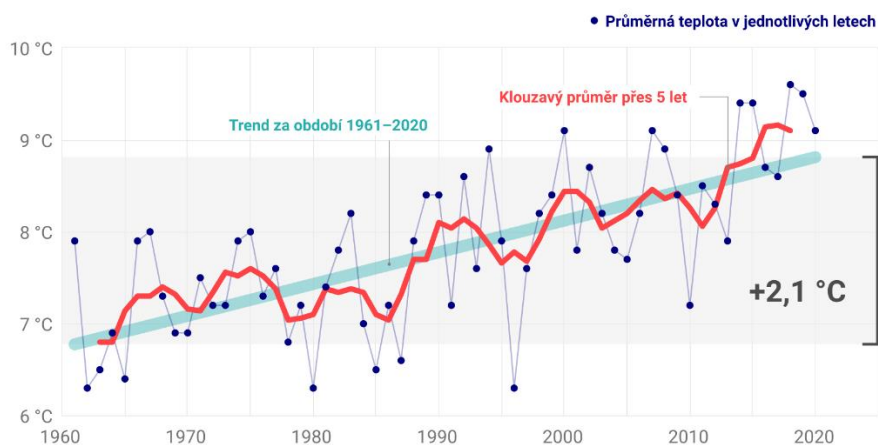
⁷RCM – Regional Climate Models [17]

⁸ RCP – Representative Concentration Pathways [19]

Predikovaný stav klimatu v této diplomové práci je převzatý ze závěrů, které vyvodil ústav Czech Globe pracující pod Ústavem vlivu klimatické změny AV ČR. K sestavení grafů a map byla použita data z celkem pěti GCM, které jsou v současnosti nejvyužívanější. Pro vyhodnocení byl použit klimatický model s názvem IPSL-CM5A-MR [18].

2.4.2 Projevy klimatické změny na území České republiky

Klimatická změna se přirozeně nevyhne ani území České republiky. Jak je již popsáno v textu výše v podkapitole 2.3.2 *Změny projevů počasí*, tak dle současných dat je zřejmé, že se srážkové úhrny budou zvyšovat společně s rostoucí průměrnou teplotou, která dle dlouhodobých měření narostla od roku 1961 do současnosti o 2,1 °C [19], [20]. Tento rostoucí trend je znázorněn na obrázku 2.6.



Obrázek 2.6 – Vzrůstající trend průměrných ročních teplot na území České republiky [20]

Kromě zvyšování průměrné teploty dochází taktéž k zvyšování četnosti extrémních teplot vzduchu v letních měsících. Četnost letních extrémů je popsána počtem tzv. tropických dnů, kdy maximální teplota vzduchu přesáhne hodnotu 30 °C. Popřípadě lze pracovat s pojmem tzv. tropické noci, kdy minimální teplota v noci není nižší než 20 °C. Četnost výskytu těchto extrémních teplot se od 60. let 20. století do současnosti zvýšila o 57 % [19]. Ve větší míře také nastává situace, kdy jsou extrémní teploty naměřeny během několika po sobě následujících dnů. V takovémto případě jde o tzv. vlny veder [21]. Horké dny nejvíce zasahují oblast jižní Moravy, do které spadá taktéž okolí města Brna.

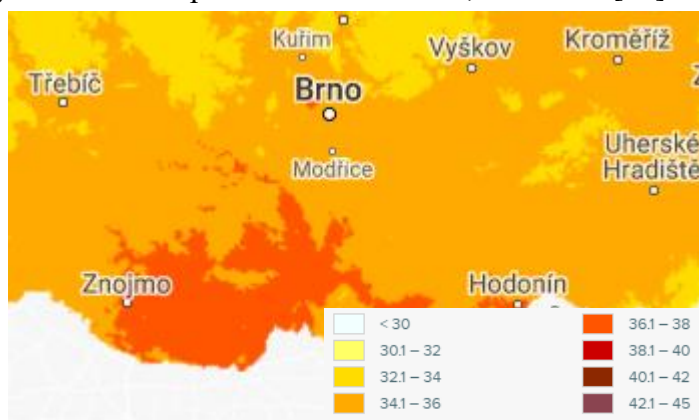
Snižující se trend zažívá četnost mrazových dnů v zimě, kdy minimální denní teplota je nižší než 0 °C. Doposud je registrován 6% snížení četnosti mrazových dnů oproti konci 20. století [19]. Jejich úbytek zaznamenají hlavně horské oblasti na Šumavě, Krkonoších nebo Jeseníků, kde ubude sněhové pokrývky [22].

2.4.3 Odhad nárustu teplot pro území města Brna do poloviny 21. století

Jak již bylo popsáno v textu výše, tak pro predikci budoucího stavu klimatu se využívají globální klimatické modely (GCM), které kvůli svému hrubému rozlišení výpočetní sítě pohybující se v řádech stovek kilometrů nejsou schopny spolehlivě pokrýt méně rozlehlé regiony. Pro Českou republiku je vytvořen regionální klimatický model ALADIN-CLIMATE/CZ s rozlišením výpočetní sítě 25 km, který je odvozen od globálního klimatického modelu IPSL-CM5A-MR [19].

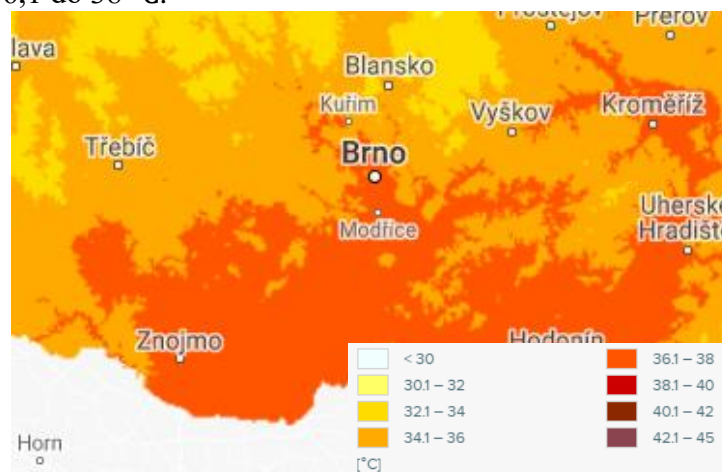
Pro účely této diplomové práce byly vyselektovány závěry pro budoucí nárůst teplot z emisního scénáře RCP 4,5, který značí budoucí vývoj, kdy emise skleníkových plynů budou regulovány, ale nikterak striktně omezeny.

Z krátkodobého hlediska do roku 2030 lze předpokládat, že se teplota na území Brna v průměru zvedne na 10 °C. V letních měsících lze očekávat průměrnou maximální denní teplotu 35 °C a přibližně 19 tropických dnů [23], [24]. Předpověď průměrné maximální teploty nejteplejšího měsíce pro rok 2030 pro Brno a okolí při střední produkci emisí je k vidění na *obrázku 2.7*, kde oranžovým odstínem je znázorněn teplotní rozsah mezi 34,1 až 36 °C [23].



Obrázek 2.7 – Kartografické vyjádření průměrných maximálních teplot pro Brno a okolí pro rok 2030 [23]

Pro rok 2050 lze očekávat opětovné navýšení roční průměrné teploty o 1 stupeň vůči roku 2030, tj. na 11 °C. Pro nejteplejší letní měsíc dojde taktéž k navýšení průměrné maximální teploty na hodnotu přibližně 37 °C při stále udržované úrovni středních emisí skleníkových plynů. Počet tropických dnů se může pohybovat v intervalu od 25 do 30 [23]. Na *obrázku 2.8* je vidět teplotní pole v okolí města Brna pro rok 2050, kdy se město Brno nachází v sytě oranžové oblasti značící rozsah teplot od 36,1 do 38 °C.



Obrázek 2.8 - Kartografické vyjádření průměrných maximálních teplot pro Brno a okolí pro rok 2050 [23]

Pro určení klimatických podmínek v roce 2040 nejsou zpracovány kvantifikované výsledky průměrných maximálních teplot a počtu tropických dnů pomocí regionálních klimatických modelů. Z tohoto důvodu budou klimatické podmínky vyčísleny jako střední hodnota průměrných maximálních teplot mezi lety 2030 a 2050. Pro rok 2040 vychází průměrná maximální teplota 36 °C.

Hodnoty maximálních průměrných teplot v letních měsících do poloviny 21. století budou sloužit jako jedna z okrajových podmínek výpočtu tepelné zátěže klimatizovaných prostor stavebních objektů v kapitole 4 *Stanovení tepelné zátěže*. Hodnoty maximálních teplot v letních měsících od současnosti do roku 2050 jsou zaneseny do *tabulky 2.1*.

Tabulka 2.1- Hodnoty průměrných maximálních teplot vzduchu a četnosti tropických dnů v letních měsících od současnosti do poloviny 21. století

Rok	Počet tropických dnů [-]	Nejvyšší průměrná teplota $t_{e,max}$ [°C]
2020/2021	17	32
2030	19	35
2040	25	36
2050	30	37

2.4.4 Městský tepelný ostrov

S rostoucími teplotami v následujících desetiletích se předpokládá zesílení jevu označovaného jako městský tepelný ostrov. Tento jev se vyznačuje tím, že hustá městská zástavba vykazuje znatelně vyšší teploty povrchů a vzduchu než periferní oblasti [22].

Příčinou vzniku tepelných mostů je překrytí původních vegetačních ploch umělými povrchy, mezi které lze řadit asfalt jako povrchovou vrstvu silničních komunikací nebo beton pro výstavbu budov. Tyto materiály se vyznačují nízkou odrazivostí pro sluneční záření (albedem), ale taktéž jsou schopny tepelnou energii akumulovat a následně ji uvolňovat do svého okolí během noci, důsledkem čehož jsou patrné vyšší teplotní rozdíly mezi urbanizovanou oblastí než venkovem právě během noci [25], jak si lze možno všimnout ze schematického vyjádření průběhu teplot v zastavěné oblasti během dne a noci na *obrázku 2.9* [26].

Z obrázku je patrné, že oblasti disponující vegetací nebo vodními plochami vykazují nižší teploty povrchů i vzduchu během dne. Tento fakt je projevem adiabatického ochlazování vlivem odpařování vody z volné hladiny, popřípadě z povrchu rostlin, čímž je ze vzduchu odebráno teplo potřebné ke změně skupenství vody v páru [25], [26].

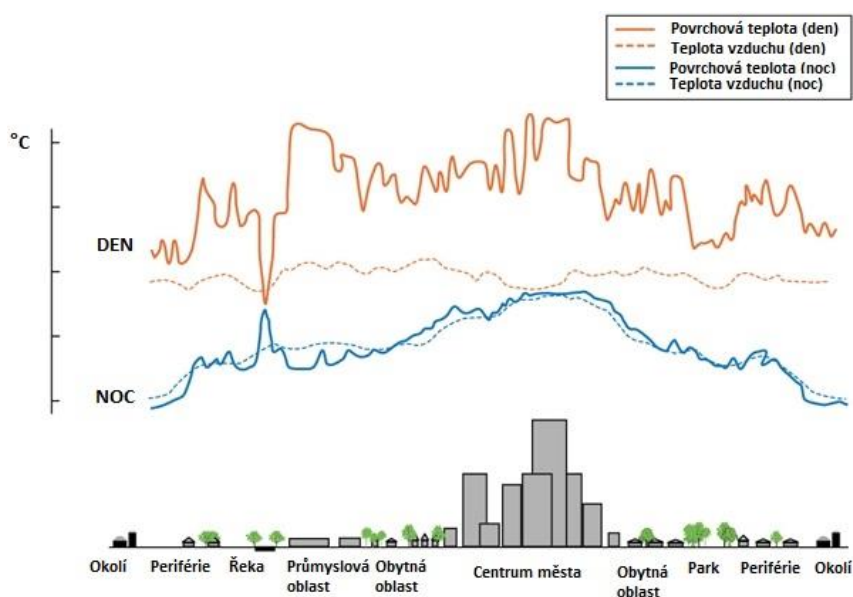
Centrum města Brna⁹ lze zařadit taktéž do urbanizovaného prostředí, kterého se týká problematika městského tepelného ostrova, kdy teploty v centru jsou v extrémních případech až o 6 °C vyšší než v okrajových částech města [25]. Teplotní extrémy, které mohou mít za následek ujmu na lidském zdraví, vedou k akcím minimalizující projevy městského tepelného ostrova.

⁹ Poznámka – Jednou z prvních vědeckých zmínek o fenoménu tepelného ostrova pochází právě z Brna. V roce 1863 vydal Gregor Mendel svou studii pojednávající o rozdílech teploty vzduchu mezi městem a venkovem během svého působení na Starobrněnském klášteře na dnešním Mendlově náměstí v Brně [92].

Z tohoto důvodu se město Brno rozhodlo reagovat na změnu klimatického stavu řadou mitigačních¹⁰ a adaptačních¹¹ opatření v souhrnném strategickém plánu s názvem ODOLNÉ BRNO [27].

Hlavními body strategického plánu je revitalizace existujících ploch veřejné zeleně společně s vytvářením nových prvků zelené infrastruktury, mezi které patří parky, stromořadí nebo aleje. Dle plánu má být podpořeno vybudování prvků modré infrastruktury, která v sobě zahrnuje tůňe, jezírka či revitalizaci postranních říčních toků. Na soukromých i veřejných pozemcích je snahou podpořit výstavbu retenčních nádrží k udržení srážkové vody a její opětovné využití jako vodu užitkovou [27].

Na měnící se klimatický stav ve městech je nutné připravit zejména budovy, u kterých potřeba na chlazení bude neustále stoupat s rostoucím projevem městského tepelného ostrova. Z tohoto důvodu bude v kapitole 4.3 *Pasivní prostředky ke snížení tepelné zátěže* rozebrána problematika zelených střech a venkovních okenních stínících prvků.



Obrázek 2.9 – Schematické znázornění průběhu teplot v zastavěném území oproti periferním oblastem během dne a noci [26]

¹⁰ Mitigace – Zpomalení projevů změny klimatu, které ústí z aplikace z úsporných technologií spalování fosilních paliv a pohonných hmot. V urbanizovaném prostředí lze mezi mitigační opatření zařadit například redukci automobilové dopravy v centru měst [87].

¹¹ Adaptace – Přizpůsobování se projevům změny klimatu [87].

3 Charakteristika objektu

Řešený objekt se v době vypracování diplomové práce nachází ve fázi vyhotovení dokumentace pro provedení stavby (DPS). Začátek stavebních prací je očekáván v průběhu roku 2021 na území městské části Brno-Střed.

Projekt se skládá ze dvou samostatných celků, které jsou, avšak spojeny svými suterény. V následujícím textu bude pro jednotlivé budovy zavedeno značení *Objekt 1* (O1) a *Objekt 2* (O2).

Účel komplexu budov je převážně obytný, při čemž lze zde nalézt dispozice bytů od jednopokojových až po čtyřpokojové. Přibližně je v objektu plánováno 200 bytových jednotek.

V přízemí O1 se nachází trojice nájemních jednotek určených pro komerční využití. V přízemí O2 se nachází nájemní plocha, která bude využita jako supermarket.

Základní informace o řešeném objektu jsou zaneseny do *tabulky 3.1*.

Tabulka 3.1 – Plošná výměra prostor nacházejících se v objektech 1 a 2

Označení budovy	Plocha technických prostor a garáží [m ²]	Plocha nájemních prostor [m ²]	Plocha obytných prostor [m ²]
O1	6378	210	11477
O2	2801	769	2624

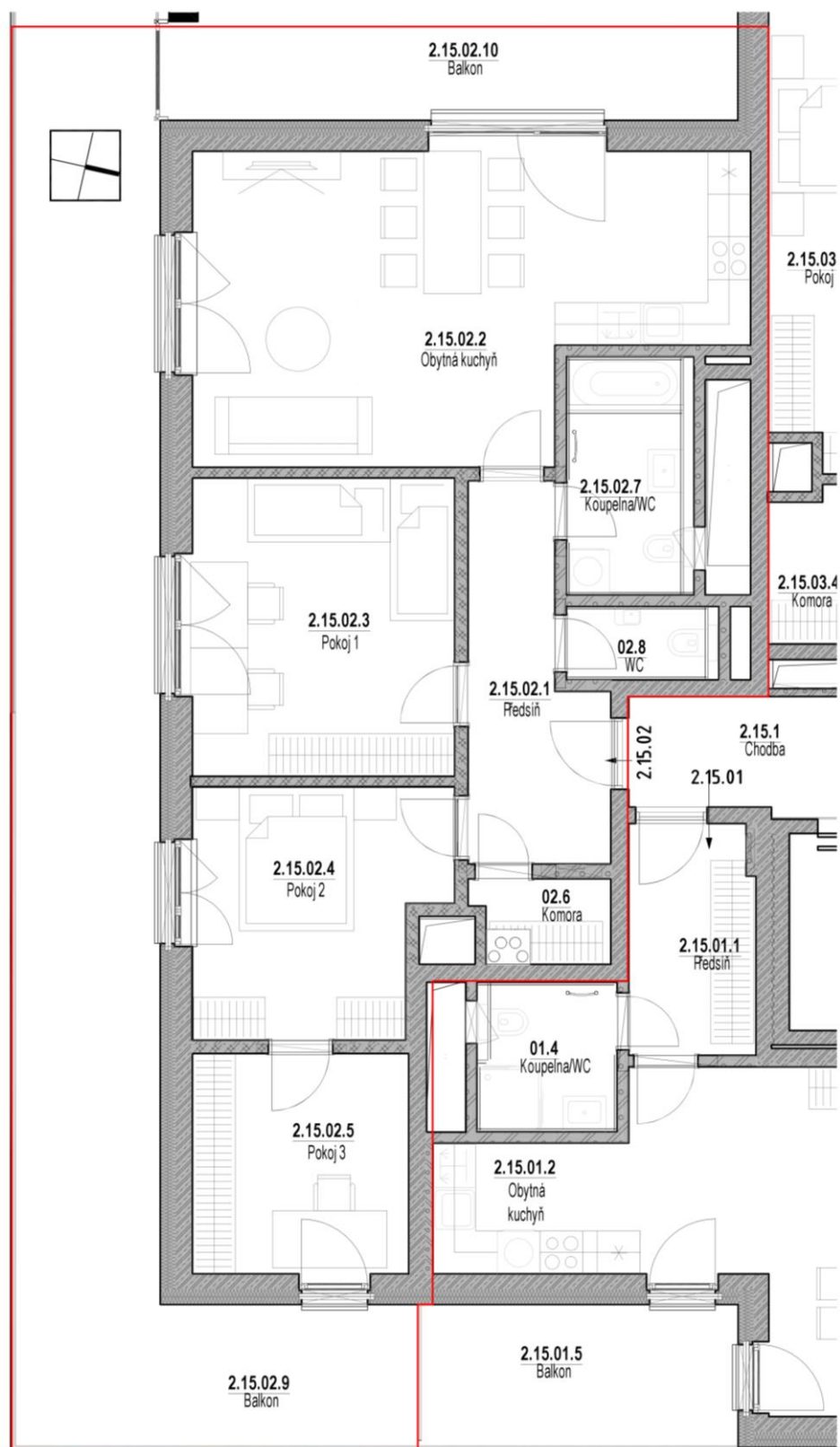
3.1 Vymezení projektu

Z důvodu rozlehlosti celého řešeného objektu a velkého množství bytových jednotek v něm obsažených, byl zvolen pro účely ukázkových výpočtů jeden modelový byt s číselným označením 2.15.02¹². Tato bytová jednotka se nachází v nejvyšším patře *objektu 1* pod střechou a její orientace je převážně na jih. Z hlediska dispozičního řešení se jedná o byt se čtyřmi obytnými místnostmi, předsíní, komorou, koupelnou s WC a taktéž disponuje ze tří stran přístupem na venkovní terasu. Modelový byt sousedí se dvěma dalšími bytovými jednotkami. Na *obrázku 3.1* je znázorněn půdorys zvolené bytové jednotky 2.15.02, jejíž hranice od sousedních bytů je zvýrazněna červenou čarou. Do *tabulky 3.2* je zanesena výměra místností bytu 2.15.02.

Tabulka 3.2 – Tabulka místností modelového bytu

Číslo místnosti	Účel místnosti	Podlahová plocha místnosti A_i [m ²]	Vnitřní objem místnosti V_i [m ³]
2.15.02.1	Předsíň	8,5	22,1
2.15.02.2	Obytná kuchyň	30,2	78,5
2.15.02.3	Pokoj 1	15,6	40,6
2.15.02.4	Pokoj 2	11,9	30,9
2.15.02.5	Pokoj 3	9,4	24,4
2.15.02.6	Komora	2,2	5,7
2.15.02.7	Koupelna/WC	6,0	15,6
2.15.02.8	WC	2,2	5,7
Suma		86,0	223,5

¹² Číselné označení bytu je dáno logikou uspořádání vyplývajícího z charakteru celého objektu. První číslovka označuje druhou polovinu *objektu 1*; druhá číslovka označuje číslo patra; třetí číslovka značí pořadí v číslování jednotlivých bytových jednotek v daném podlaží.



Obrázek 3.1 – Půdorys zvoleného bytu; měřítko 1:50

3.2 Skladby stavebních konstrukcí

Skladby konstrukcí použité v následujícím textu jsou vztaženy pro modelový byt 2.15.02, konstrukce použité v celém komplexu budov jsou zaneseny v *příloze P1*.

Obvodové stěny jsou vyhotoveny z monolitické železobetonové konstrukce o tloušťce 200 mm s kontaktní izolací pomocí desek z minerální vlny o tloušťce 200 mm. Obvodová konstrukce je z vnitřní strany omítnuta vrstvou vápenné omítky o tloušťce 15 mm, z vnější strany je na izolační systém nanášena silikátová omítka ve vrstvě silné 15 mm.

Vnitřní nosné konstrukce jsou zhotovené ze železobetonu o tloušťce 200 mm. Vnitřní příčky jsou v modelové bytové jednotce dvojího typu. Prvním typ vnitřní příčky se skládá z broušených cihel o tloušťce 150 mm, druhý typ příčky je vyhotoven z pórobetonových tvárnic o tloušťce 125 mm. Vnitřní stěny jsou z obou stran omítnuty 5 mm vrstvou vápenné omítky.

Podlahu bytu tvoří strop na 14. podlaží, jehož skladbu tvoří železobetonová konstrukce o tloušťce 240 mm, na které na nachází vrstva lehčeného betonu o tloušťce 55 mm, kročejová izolace z pěnového polystyrenu EPS o tloušťce 30 mm. Konstrukce bude připravena na pokládku systému podlahového vytápění, který bude zalit vrstvou anhydritu o tloušťce 40 mm. Jako pochozí vrstva byla zvolena plovoucí laminátová podlaha o tloušťce 15 mm.

Byt se nachází v nejvyšším patře pod střechou O1, která se skládá ze železobetonu o tloušťce 220 mm, pěnového polystyrenu EPS s tloušťkou 260 mm, asfaltové hydroizolace s tloušťkou 10 mm a sypaného štěrku ve vrstvě 80 mm.

Jako výplně otvorů v obvodové konstrukci byly zvoleny okna a balkonové dveře s izolačním dvojsklem. V základním návrhovém stavu je uvažováno stínění vnitřními lamelovými žaluziemi.

3.3 Tepelně technické vlastnosti použitých stavebních konstrukcí

K charakterizaci tepelně technických vlastností stavebních materiálů a z nich složených konstrukcí slouží součinitel prostupu tepla U [$W/(m^2 \cdot K)$]. Tato veličina kvantifikuje množství tepla, které projde konstrukcí o ploše 1 m^2 při rozdílu teplot 1 K a zahrnuje v sobě vliv tepelných mostů v konstrukci [28].

Pro stanovení součinitele prostupu tepla je nutná znalost celkového tepelného odporu konstrukce R_T [$(m^2 \cdot K)/W$], který je dán pro vícevrstvou konstrukci vztahem (3.1) [28]:

$$R_T = R_{si} + \sum \frac{d_i}{\lambda_i} + R_{se} \quad (3.1)$$

Kde:

d_i	[m]	je tloušťka i-té vrstvy, ze kterých se konstrukce skládá
λ_i	[$W/(m \cdot K)$]	je součinitel tepelné vodivosti i-té vrstvy konstrukce
R_{si}	[$(m^2 \cdot K)/W$]	je tepelný odpor vzduchové vrstvy daný konvekcí na vnitřní straně konstrukce
R_{se}	[$(m^2 \cdot K)/W$]	je tepelný odpor daný vzduchové vrstvy konvekcí na vnější straně konstrukce

Hodnoty tepelných odporů R_{se} a R_{si} jsou závislé na směru tepelného toku a jsou zaneseny do *tabulky 3.3*.

Tabulka 3.3 – Hodnoty tepelných odporů v závislosti na směru tepelného toku [29]

Tepelný odpor při přestupu tepla [$(m^2 \cdot K)/W$]	Směr tepelného toku		
	Vodorovně	Nahoru	Dolů
R_{si}	0,13	0,10	0,17
R_{se}	0,04	0,04	0,04

V návaznosti na zjištění tepelného odporu skladby je možno přistoupit k výpočtu součinitele prostupu tepla U dle vztahu 3.2 [28].

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (3.2)$$

V *tabulce 3.4* je uvedena skladba obvodové stěny oddělující zvolenou bytovou jednotku od venkovního prostředí. Ve skladbě konstrukce jsou uvedeny pouze vrstvy, které zásadně ovlivňují tepelné technické vlastnosti, proto jsou vynechány tenké vrstvy tmelících materiálů. Hodnoty součinitele tepelné vodivosti materiálů jsou převzaty z normy ČSN 73 0540 – 3 [29]. Zbylé skladby konstrukcí použitých v O1 a O2 jsou umístěny v *příloze P1*.

Tabulka 3.4 – Skladba obvodové stěny oddělující bytovou jednotku 2.15.02 od vnějšího prostředí

SO4		Stěna obvodová 4				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel tepelné vodivosti λ [$W/(m \cdot K)$]	Tepelný odpor vrstvy R [$(m^2 K)/W$]	Součinitel pro- stupu tepla U [$W/(m^2 K)$]	Požadavek U_N a U_{rec}
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130		U_N
1	Omítka vápenná	15,00	0,880	0,017		0,3
2	Železobeton(2300)	300,00	1,430	0,210		U_{rec}
3	Minerální vlna MVV (150)	200,00	0,049	4,082		0,25
4	ETICS-omítka siliká- tová	15,00	0,800	0,019		
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,040		
			Odpor celkem R_T [$(m^2 K)/W$]	4,497	0,222	Požadavky splněny

V posledním sloupci *tabulky 3.4* jsou uvedeny požadované hodnoty součinitele prostupu tepla U_N [$W/(m^2 \cdot K)$] a doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla U_{rec} [$W/(m^2 \cdot K)$] pro těžké vnější stěny dle normy ČSN 73 0540 – 2 [30]. Uvedená skladba pro obvodovou stěnu splňuje požadavky kladené normou.

4 Stanovení tepelné zátěže

Pro účely optimálně voleného výkonu chladících jednotek, je nutné znát celkovou tepelnou zátěž jednotlivých klimatizovaných místností. Tepelná zátěž je dána součtem tepelných zisků z vnějšího i vnitřního prostředí budov, mezi které patří [31]:

Tepelné zisky z vnějšího prostředí:

- Zisky sluneční radiací okny
- Zisky vnějšími stěnami a okny prostupem tepla
- Zisky přívodem větracího vzduchu

Tepelné zisky z vnitřního prostředí:

- Zisky od lidí
- Zisky od svítidel
- Zisky od elektronických zařízení

Lze očekávat, že hlediska probíhající klimatické změny a s ní spojeným nárůstem teplot v letním období se bude zvyšovat tepelná zátěž vlivem prostupu tepla obvodovými konstrukcemi a přívodem větracího vzduchu. Tato kapitola má taktéž za úkol zjistit, zda jsou řešené objekty připraveny na budoucí zvýšení teplot a jak lze tepelnou zátěž snížit za pomoci pasivních prostředků, viz *podkapitola 4.2 Pasivní prostředky ke snížení tepelné zátěže*.

4.1 Vzorový výpočet tepelné zátěže

Ke vzorovému výpočtu tepelné zátěže klimatizovaného prostoru byla vybrána místnost s číselným označením 2.15.02.2 (Obytná kuchyň). Metodika výpočtu tepelné zátěže je popsána v normě ČSN 73 0548. V následujícím textu bude proveden výpočet pro rok vypracování diplomové práce, tj. 2020/2021, kdy průměrná maximální teplota venkovního vzduchu dosahuje hodnot 32 °C.

Den a měsíc s nejvyšší předpokládanou teplotou vzduchu je zvolen dle normy ČSN 73 0548 21. červenec [31].

Zvolená hodina, pro kterou je tepelná zátěž počítána je ta, při které jsou očekávané zisky sluneční radiací nejvyšší. Výpočet probíhá pro 15:00.

4.1.1 Vstupní údaje

Vstupní údaje vstupující do výpočtu tepelné zátěže jsou zaneseny do *tabulky 4.1*.

Tabulka 4.1 – Hodnoty vstupující do výpočtu tepelné zátěže klimatizovaných prostor, geografické údaje platí pro lokalitu Brno - Střed

Vstupní údaje			
Měsíc	M	[–]	7
Den	D	[–]	21
Nadmořská výška	H	[m]	210
Zeměpisná šířka	ψ	[°]	50
Součinitel znečištění atmosféry	z	[–]	4
Intenzita slunečního záření na hranici atmosféry	I_0	[W/m ²]	1350
Venkovní výpočtová teplota	$t_{e,max}$	[°C]	32
Vnitřní teplota	t_i	[°C]	26

Vnitřní teplota uvnitř chlazené místnosti je volena na hodnotu 26 °C, v sousedních místnostech, u kterých se neuvažuje trvalý pobyt (chodby), je uvažována teplota 28 °C. Pro koupelnu je uvažována teplota 30 °C.

4.1.2 Tepelné zisky sluneční radiací prosklenými plochami

Sluneční radiace přes zasklení svým vlivem majoritně přispívá k tepelným ziskům klimatizovaných prostor. Ve vzorové místnosti se nachází dvojice balkonových dveří orientovaných jihovýchodním a jihozápadním směrem.

Pro stanovení tepelných zisků sluneční radiací je nutno provést řadu dílčích výpočtů:

Sluneční deklinace

Sluneční deklinace δ [°] představuje úhel, který svírá spojnice středu Slunce se středem Země s rovinou zemského rovníku. Jedná se tedy o směr dopadajících slunečních paprsků a její hodnota kolísá přibližně od -23,45 ° do + 23,45 ° [32]. Sluneční deklinace je dána vztahem [31]:

$$\delta = -23,5 \cdot \cos(30 \cdot M) \quad (4.1)$$

Kde:

M [—] je volený kalendářní měsíc pro výpočet tepelných zisků sl. radiací
($M = 7$)

Po dosazení do vztahu (4.1) je výsledná sluneční deklinace δ :

$$\delta = -23,5 \cdot \cos(30 \cdot 7) = 20,77^\circ$$

Výška slunce nad obzorem

Výpočet výšky slunce na obzorem h [°] pro 50 ° severní zeměpisné šířky je dán vztahem (4.2) [31]:

$$\sin h = 0,766 \cdot \sin \delta - 0,643 \cdot \cos \delta \cdot \cos(15 \cdot \tau) \quad (4.2)$$

Kde:

τ [hod] je sluneční čas, tj. zvolená hodina, pro kterou je výpočet proveden
($\tau = 15 \text{ hod}$)

Dosazením do vztahu (4.2) a vyjádřením je výsledná výška slunce nad obzorem:

$$h = \arcsin[0,766 \cdot \sin 20,77^\circ - 0,643 \cdot \cos 20,77^\circ \cdot \cos(15 \cdot 15 \text{ hod})] = 44^\circ$$

Sluneční azimut

Sluneční azimut a [°] vyjadřuje úhel, který svírá slunce se severem a jeho hodnota nabývá pro světové strany po směru hodinových ručiček (S = 0 °; V = 90 °; J = 180 °; Z = 270 °). Výpočetní vztah pro sluneční azimut je dán rovnicí (4.3) [31]:

$$\sin a = \frac{\sin(15 \cdot \tau) \cdot \cos \delta}{\cos h} \quad (4.3)$$

Dosazením do vztahu (4.3):

$$\alpha = \arcsin \left[\frac{\sin(15 \cdot 15 \text{ hod}) \cdot \cos(20,77^\circ)}{\cos(44^\circ)} \right] = 247^\circ$$

Pro výpočet dalších veličin figurujících při stanovení tepelných zisků sluneční radiací prosklenými plochami je potřeba uvést vlastnosti těchto obvodových výplní, mezi které patří jejich orientace a rozměrové parametry. V *tabulkách 4.2 a 4.3* jsou uvedeny parametry balkonových dveří, které jsou v místnosti 2.15.02.2 umístěny.

Tabulka 4.2 – Parametry JZ orientovaných balkonových dveří

Balkonové dveře 1		
Azimutový úhel normály stěny	γ [°]	225
Hodnoty stínícího součinitele		
Sklo zdvojené	s_1 [–]	0,6
Vnitřní žaluzie	s_2 [–]	0,65
Rozměry okna		
Šířka zasklení	l_A [m]	2,23
Výška zasklení	l_B [m]	2,14
Hloubka okna	d [m]	0,3
Hloubka okna k horní stínící desce	c [m]	0,3
Odstup okna od bočních slunolamů	f [m]	0,14
Odstup okna od horních slunolamů	g [m]	0,14
Korekce na čistotu atmosféry	c_0 [–]	0,9
Propustnost stand. okna pro difuzní záření	t_{D0} [–]	0,85
Úhel stěny s vodorovnou rovinou	α [°]	90

Tabulka 4.3 – Parametry JV orientovaných balkonových dveří

Balkonové dveře 2		
Azimutový úhel normály stěny	γ [°]	135
Hodnoty stínícího součinitele		
Sklo zdvojené	s_1 [–]	0,6
Vnitřní žaluzie	s_2 [–]	0,65
Rozměry okna		
Šířka zasklení	l_A [m]	1,64
Výška zasklení	l_B [m]	2,065
Hloubka okna	d [m]	0,27
Hloubka okna k horní stínící desce	c [m]	0,27
Odstup okna od bočních slunolamů	f [m]	0,185
Odstup okna od horních slunolamů	g [m]	0,185
Korekce na čistotu atmosféry	c_0 [–]	0,9
Propustnost stand. okna pro difuzní záření	t_{D0} [–]	0,85
Úhel stěny s vodorovnou rovinou	α [°]	90

Hodnoty stínícího součinitele pro izolační dvojsklo a vnitřní žaluzie středně světlé barvy jsou převzaty z přílohy 2 normy ČSN 73 0548 [31]. Hodnota součinitele korekce na čistotu atmosféry se pohybuje v rozmezí od 1,15 pro venkovské oblasti až po 0,85 pro průmyslové zóny [33]. Z důvodu zavádění mitigačních opatření v městské zástavbě, viz *kapitola 2.4.4 Městský tepelný ostrov*, je volena hodnota součinitele korekce znečištění atmosféry $c_0 = 0,9$.

V následujícím textu bude do výpočetních vztahů dosazeno pro případ jihozápadně orientovaných balkonových dveří (BD1). Pro případ BD 2 bude vyjádřen výsledek bez dosazení.

Úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků

Vztah pro určení úhlu mezi normálou osluněného povrchu (balkonových dveří) a směrem dopadajících slunečních paprsků θ [°] je uveden rovnicí (4.4) [31]:

$$\cos \theta = \sin h \cdot \cos \alpha + \cos h \cdot \sin \alpha \cdot \cos(a - \gamma) \quad (4.4)$$

Kde:

γ [°] je azimutový úhel normály stěny ($S = 0^\circ$; $SV = 45^\circ$; $V = 90^\circ$; ...)

Dosazením parametrů pro JZ stěnu do vztahu (4.4):

$$\theta = \arccos[\sin(44^\circ) \cdot \cos(247^\circ) + \cos(44^\circ) \cdot \sin(247^\circ) \cdot \cos(44^\circ - 225^\circ)] = 48^\circ$$

Pro JV stěnu platí, že $\theta = 106^\circ$.

Délky stínu

Délky stínu, které vrhá ostění obvodové zdi, mají vliv na celkovou osluněnou plochu okna. Do výpočtu vstupuje délka bočního stínu e_1 [m] a délka horního stínu e_2 [m]. Výpočet délky bočního a horního stínu jsou dány vztahy (4.5) a (4.6) [31]:

$$e_1 = d \cdot \tan|a - \gamma| \quad (4.5)$$

Kde:

d [m] je hloubka zasazení okna

$$e_2 = \frac{c \cdot \tan h}{\cos|a - \gamma|} \quad (4.6)$$

Kde:

c [m] je vzdálenost okna k horní stínící desce (v modelovém případě jde o vzdálenost okna od ostění)

Po dosazení do vztahů (4.5) a (4.6) pro JZ stěnu a 15:00 (SELČ):

$$e_1 = 0,3 \text{ m} \cdot \tan|247^\circ - 225^\circ| = 0,12 \text{ m}$$

$$e_2 = \frac{0,3 \cdot \tan 44^\circ}{\cos|247^\circ - 225^\circ|} = 0,31 \text{ m}$$

Pro JV stěnu platí hodnoty délek stínů $e_1 = 0,66 \text{ m}$; $e_2 = 0,69 \text{ m}$.

Osluněná plocha zasklení

Ze znalosti délky stínů lze vycházet pro výpočet celkové osluněné plochy okna S_{os} [m^2], která je dána vztahem (4.7) [31]:

$$S_{os} = [l_A - (e_1 - f)] \cdot [l_B - (e_2 - g)] \quad (4.7)$$

Kde:

l_A	[m]	je šířka zasklení okna
l_B	[m]	je výška zasklení okna
f	[m]	je odstup svislé části okna od ostění okna
g	[m]	je odstup vodorovné části okna od ostění

Dosazením do vztahu (4.7):

$$S_{os} = [2,23 \text{ m} - (0,12 \text{ m} - 0,14 \text{ m})] \cdot [2,14 \text{ m} - (0,31 \text{ m} - 0,14 \text{ m})] = 4,42 \text{ m}^2$$

Pro JV stěnu platí, že $S_{os} = 1,81 \text{ m}^2$.

Celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace standartním oknem

Celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace T_D [–] vychází ze vztahu (4.8) [31]:

$$T_D = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{\theta}{100}\right)^5 \quad (4.8)$$

Dosazením do vztahu (4.8):

$$T_D = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{48^\circ}{100}\right)^5 = 0,83$$

Pro JV stěnu platí $T_D = 0,00$, jelikož po dosazení je propustnost sluneční radiace oknem záporná, což značí, že v 15:00 nedochází k přímému dopadu slunečního záření na okno.

Intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou slunečním paprskům

Veličina popisující intenzitu přímé sluneční radiace na kolmou plochu slunečním paprskům I_{Dk} [W/m^2] je dána vztahem popsaným rovnicí (4.9) [31]:

$$I_{Dk} = I_0 \cdot \exp \left[-\frac{z}{10} \cdot \left(\frac{16000 - H}{16000 + H} \cdot \frac{1}{\sin h} \right)^{0,8} \right] \quad (4.9)$$

Kde:

I_0	[W/m^2]	je intenzita slunečního záření na hranici zemské atmosféry
z	[–]	je součinitel znečištění atmosféry (Linkeho zákal); (pro městskou zástavbu je $z = 4$)
H	[m]	je nadmořská výška (pro lokalitu Brno-Střed je $H = 210 \text{ m}$)

Po dosazení do rovnice (4.9):

$$I_{Dk} = 1350 \text{ W/m}^2 \cdot \exp \left[-\frac{4}{10} \cdot \left(\frac{16000 - 210 \text{ m}}{16000 + 210 \text{ m}} \cdot \frac{1}{\sin 44^\circ} \right)^{0,8} \right] = 800,23 \text{ W/m}^2$$

Intenzita difuzní sluneční radiace

Jedná se o radiaci rozptýlenou v prostoru i v případě, kdy na zasklenou plochu nedopadá sluneční záření přímo nebo v případě vysoké oblačnosti či vysoké prašnosti v prostředí [33].

Intenzita difuzní sluneční radiace I_d [W/m^2] je dána vztahem (4.10) [31]:

$$I_d = \left[I_0 - I_{Dk} - (1080 - 1,4 \cdot I_{Dk}) \cdot \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right] \cdot \frac{\sin h}{3} \quad (4.10)$$

Kde:

α [°] je úhel svírající obvodová konstrukce, ve které je prosklená osazena s vodorovnou rovinou

Dosazením do (4.10):

$$I_d = \left[1350 \text{ W/m}^2 - 800,23 \text{ W/m}^2 - (1080 - 1,4 \cdot 800,23 \text{ W/m}^2) \cdot \sin^2 \frac{90^\circ}{2} \right] \cdot \frac{\sin 44^\circ}{3} = 132,37 \text{ W/m}^2$$

Intenzita přímé sluneční radiace

Intenzita přímé sluneční radiace na libovolně orientovanou plochu I_D [W/m^2] je dána vztahem (4.11) [31]:

$$I_D = I_{Dk} \cdot \cos \theta \quad (4.11)$$

Po dosazení platí pro JZ stěnu:

$$I_D = 800,23 \text{ W/m}^2 \cdot \cos 48^\circ = 531,53 \text{ W/m}^2$$

Pro JV stěnu platí $I_D = 0,00 \text{ W/m}^2$ z důvodu, že v 15:00 již není JV stěna napřímo ozářena.

Intenzita difuzní radiace procházející standartním oknem

Intenzita difuzní radiace procházející standartním oknem I_{0kd} [W/m^2] je dána vztahem (4.12) [31]:

$$I_{0kd} = t_{D0} \cdot I_d \quad (4.12)$$

Kde:

t_{D0} [–] je propustnost standartního okna difuznímu záření; ($t_{D0} = 0,85$)

Po dosazení do (4.12)

$$I_{0kd} = 0,85 \cdot 132,37 \text{ W/m}^2 = 112,51 \text{ W/m}^2$$

Celková intenzita sluneční radiace procházející standartním oknem

Celková intenzita sluneční radiace procházející standartním oknem I_{0k} [W/m^2] je popsána rovnicí (4.13) [31]:

$$I_{0k} = T_D \cdot I_D + I_{0kd} \quad (4.13)$$

Dosazením do (4.13) pro JZ stěnu:

$$I_{0k} = 0,83 \cdot 531,53 \text{ W/m}^2 + 112,51 \text{ W/m}^2 = 554,24 \text{ W/m}^2$$

Pro JV stěnu je $I_{0k} = 112,51 \text{ W/m}^2$.

Tepelné zisky sluneční radiací prosklenými plochami

Po zjištění předchozích veličin lze přistoupit k výpočtu tepelných zisků zasklením v danou hodinu \dot{Q}_{orh} [W], který je dán vztahem (4.14) [31]:

$$\dot{Q}_{orh} = [S_{os} \cdot I_0 \cdot c_0 + (S_o - S_{os}) \cdot I_{0kd}] \cdot s \quad (4.14)$$

Kde:

c_0	$[-]$	je součinitel znečištění atmosféry; ($c_0 = 0,9$)
S_o	$[m^2]$	je celková plocha zasklení; ($S = l_A \cdot l_B = 2,23 \text{ m} \cdot 2,14 \text{ m} = 4,77 \text{ m}^2$)
s	$[-]$	je celkový stínící součinitel; ($s = 0,60 \cdot 0,65 = 0,39$)

Pro účely ukázkového výpočtu byly zvoleny vnitřní lamelové žaluzie pod úhlem 45° s dílčí hodnotou stínění $s_2 = 0,65$ a izolační dvojsklo se stíněním $s_1 = 0,60$, které jsou převzaty z přílohy 2 v normě ČSN 73 0548.

Dosazením do rovnice (4.14) pro JZ stěnu v 15:00 SELČ:

$$\dot{Q}_{or15} = [4,42 \text{ m}^2 \cdot 1350 \text{ W/m}^2 \cdot 0,9 + (4,77 \text{ m}^2 - 4,42 \text{ m}^2) \cdot 112,51 \text{ W/m}^2] \cdot 0,39 = 875 \text{ W}$$

Pro JV orientovanou stěnu platí $\dot{Q}_{or15} = 141 \text{ W}$.

4.1.3 Tepelné zisky prostupem obvodovými konstrukcemi

Modelová místnost disponuje dvěma vnějšími stěnami orientovaných na JZ a JV a do nich zasazené balkonové dveře. Pro určení těchto tepelných zisků je nutná znalost průběhu teplot venkovního vzduchu během dne t_e [$^\circ\text{C}$], tento výpočet je popsán rovnicí (4.15) [31]:

$$t_e = t_{e,max} - A \cdot [1 - \sin(15 \cdot \tau - 135)] \quad (4.15)$$

Kde:

$t_{e,max}$	$[^\circ\text{C}]$	je maximální průměrná teplota vzduchu nejteplejšího měsíce; (pro rok 2020/2021 je $t_{e,max} = 32^\circ\text{C}$, viz <i>tabulka 2.1</i>)
A	$[K]$	je součinitel amplitudy kolísání venkovní teploty; ($A = 7 \text{ K}$)

Dosazením do (4.15) pro 15:00:

$$t_e = 32^\circ\text{C} - 7 \text{ K} \cdot [1 - \sin(15 \cdot 15 \text{ hod} - 135)] = 32^\circ\text{C}$$

Z výsledku je patrné, že v 15:00 bude venkovní teplota rovna maximální průměrné teplotě v nejteplejším měsíci.

Tepelný zisk prostupem skrze prosklené plochy

Tepelný zisk prostupem balkonovými dveřmi pro zvolenou hodinu Q_{okh} [W] je dán vztahem (4.16) [31]:

$$\dot{Q}_{okh} = U_o \cdot S_o \cdot (t_e - t_i) \quad (4.16)$$

Kde:

U_o [W/(m² · K)] je součinitel prostupu tepla okna

Hodnota součinitele prostupu tepla pro okna v objektu je $U_o = 0,96$ W/(m² · K). Dosazením do (4.16) pro balkonové dveře v JZ stěně:

$$\dot{Q}_{ok15} = 0,96 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \cdot 4,77 \text{ m}^2 \cdot (32 \text{ }^\circ\text{C} - 26 \text{ }^\circ\text{C}) = 27 \text{ W}$$

Pro druhé balkonové dveře osazené v JV stěně je výsledná hodnota tepelných zisků prostupem $\dot{Q}_{ok15} = 20 \text{ W}$.

Prostup tepla vnějšími stěnami a střechou

Skladba vnější zdi a střechy jsou uvedeny v příloze PI. Celková tloušťka vnější stěny i střechy přesahují 0,45 m, tudíž je lze řadit mezi, tzv. těžké konstrukce. Pro výpočet tepelného zisku skrze obvodové zdivo a střechu je nutné určit průměrnou rovnocennou sluneční teplotu t_{rm} [°C]. Hodnota t_{rm} je převzata z normy ČSN 73 0548 a je stanovena jako průměr rovnocenných slunečních teplot za 24 hodin při $t_{e,max} = 32$ °C a rozdílu maximální a minimální teploty 14 K při hodnotě součinitele poměrné pohltivosti povrchu $\varepsilon = 0,7$ pro omítku střední barvy a $\varepsilon = 0,6$ pro povrch střechy, tj. stěrkový posyp.

Rovnocenná sluneční teplota t_r [°C] je dána vztahem (4.17) [31]:

$$t_r = t_e + \frac{\varepsilon \cdot I}{\alpha_e} \quad (4.17)$$

Kde:

ε [–] je součinitel poměrné pohltivosti povrchu

I [W/m²] je součet intenzity přímé a difuzní sluneční radiace

α_e [W/(m² · K)] je součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu stěny;
($\alpha_e = 15$ W/(m² · K))

Po dosazení do (4.17) pro 15:00 a případ obvodové stěny:

$$t_r = 32 \text{ }^\circ\text{C} + \frac{0,7 \cdot 932,6 \text{ W/m}^2}{15 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}} = 75,52 \text{ }^\circ\text{C}$$

Průměrná hodnota rovnocenné sluneční teploty za 24 hodin pro obvodové stěny jsou $t_{rm} = 46,82$ °C a pro střechu $t_{rm} = 43,70$ °C.

Stanovení prostupu tepla těžkými konstrukcemi $\dot{Q}_S [W]$ je popsán vztahem (4.18) [31]:

$$\dot{Q}_S = U_S \cdot S_S \cdot (t_{rm} - t_i) \quad (4.18)$$

Kde:

$U_S [W/(m^2 \cdot K)]$ je součinitel prostupu tepla konstrukce

$S_S [m^2]$ je plocha konstrukce

Dosazením do (4.18) pro JZ stěnu:

$$\dot{Q}_{SJZ} = 0,222 W/(m^2 \cdot K) \cdot 15,85 m^2 \cdot (46,82 ^\circ C - 26 ^\circ C) = 70 W$$

V případě JV stěny je tepelný zisk $\dot{Q}_{SJV} = 37 W$ a pro případ střechy $\dot{Q}_{SSCH} = 77 W$.

Snížení tepelných zisků vlivem akumulace

Tepelný zisk z vnějšího prostředí lze snížit naakumulováním tepelné energie do konstrukcí obklopujících modelový prostor, avšak akumulace se neúčastní konstrukce, které jsou osluněné. Akumulace se tedy účastní vnitřní příčky a podlaha, kdy akumulační tloušťka je 8 cm a pro konstrukce s nižší tloušťkou než 16 cm je akumulační tloušťka polovina tloušťky konstrukce [31]. Přípustné zvýšení teploty v místnosti je dáno $\Delta t = 1 K$.

Do tabulky 4.4 jsou zaneseny potřebné údaje pro výpočet snížení tepelných zisků vlivem akumulace $\Delta \dot{Q} [W]$. Mezi hlavní parametr patří hmotnost stavebních hmot použitých v konstrukcích, která je převzata z katalogu softwaru Protech.

Tabulka 4.4 – Parametry k určení snížení tepelných zisků pomocí akumulace

Název konstrukce	Součinitel prostupu tepla U_{st} [W/(m ² · K)]	Plocha konstrukce S_{st} [m ²]	Tloušťka konstrukce tl_{st} [m]	Akumulační tloušťka konstrukce tl_{aku} [m]	Plošná hmotnost ρ [kg/m ²]	Hmotnost akumulačních ploch M [kg]
Příčka vnitřní zděná SN11	2,29	13,39	0,15	0,075	137,8	922,34
Příčka vnitřní pórobetonová SN14	0,95	11,57	0,16	0,08	72	416,59
Vnitřní stěna nosná SN 13	2,29	7,19	0,25	0,08	616	1417,89
Podlaha STR3	0,53	30,22	0,38	0,08	774,4	4926,81

Rovnice popisující výpočet snížení tepelných zisků pomocí akumulace $\Delta \dot{Q} [W]$ je dána vztahem (4.19) [31]:

$$\Delta \dot{Q} = 0,05 \cdot M_{celk} \cdot \Delta t \quad (4.19)$$

Kde:

$M_{celk} [kg]$ je celková hmotnost konstrukcí účastnících se při akumulaci tepelné energie

Po dosazení do (4.19):

$$\Delta \dot{Q} = 0,05 \cdot 7683,64 \text{ kg} \cdot 1 \text{ K} = 384,18 \text{ W}$$

Po zjištění snížení tepelných zisků vlivem akumulace $\Delta \dot{Q}$ lze zjistit skutečný tepelný zisk solární radiací okny, který je dán vztahem (4.20) [31]:

$$\dot{Q}_{or,skut,h} = \dot{Q}_{or15} - \Delta \dot{Q} \quad (4.20)$$

Po dosazení do rovnice (4.20):

$$\dot{Q}_{or,skut,15} = 1016 \text{ W} - 384 \text{ W} = 632 \text{ W}$$

Tento výsledný tepelný zisk po odečtení snížení zisků po započítání akumulace je nutno porovnat s průměrnou hodnotou tepelných zisků radiací bez započtení vlivu akumulace. Tento vztah je dán rovnicí (4.21).

$$\dot{Q}_{or,m} = \frac{\sum_{i=1}^{n_\tau} \dot{Q}_{orh}}{n_\tau} \quad (4.21)$$

Kde:

n_τ [–] je časový úsek, po který je výpočet tepelné zátěže prováděn;
(od 6:00 do 22:00)

Dosazení do rovnice (4.21):

$$\dot{Q}_{or,m} = \frac{\sum_{i=1}^{n_\tau} 9934 \text{ W}}{17 \text{ hod}} = 584 \text{ W}$$

Porovnáním $\dot{Q}_{or,skut,15}$ a $\dot{Q}_{or,m}$ a vybráním vyšší hodnoty z těchto dvou je ta, která popisuje výpočtovou hodnotu tepelných zisků sluneční radiací \dot{Q}_{RA} [W], dle vztahu (4.22) [31]:

$$\dot{Q}_{RA} = \max(\dot{Q}_{or,skut,15}; \dot{Q}_{or,m}) \quad (4.22)$$

Po vyjádření maximální hodnoty je $\dot{Q}_{RA} = 632 \text{ W}$.

4.1.4 Tepelné zisky přívodem čerstvého větracího vzduchu

Tepelný zisk prostoru přiváděním větracího vzduchu \dot{Q}_L [W] je popsán rovnicí (4.23) [31]:

$$\dot{Q}_L = \dot{V}_L \cdot \rho_L \cdot c_L \cdot (t_e - t_i) \quad (4.23)$$

Kde:

\dot{V}_L [m^3/h] je objemový tok přiváděného vzduchu do prostoru místnosti

ρ_L [kg/m^3] je hustota vzduchu

c_L [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$] je měrná tepelná kapacita vzduchu

Hodnota objemového toku vzduchu přiváděného do místnosti byla volena z hygienického požadavku pro pobytové prostory na jednu osobu, tj. $\dot{V}_L = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ (os) [34]. V celém bytě je uvažováno ubytování pro čtyřčlennou rodinu, v modelové místnosti „Obytná kuchyň“ je uvažován současný pobyt všech členů domácnosti, tzn. $\dot{V}_L = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ (os) $\cdot 4 = 100 \text{ m}^3/\text{h}$.

Pro hodnotu hustoty vzduchu je voleno $\rho_L = 1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$ a měrnou tepelnou kapacitu vzduchu $c_L = 1000 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

Dosazením do (4.23) pro čas 15:00 SELČ:

$$\dot{Q}_L = \frac{100 \text{ m}^3/\text{h}}{3600 \text{ s}} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1000 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \cdot (32 \text{ °C} - 26 \text{ °C}) = 200 \text{ W}$$

4.1.5 Tepelné zisky z vnitřního prostředí místnosti

Mezi tepelné zisky, které mají původ z vnitřního prostředí stavby se řadí tepelné zisky metabolickou činností lidí, tepelné zisky od elektronických zařízení a tepelné zisky od svítidel.

V případě tepelných zisků od svítidel lze pracovat s předpokladem, že v současnosti využívané osvětlovací prvky jsou založeny na technologii LED diod, které se vyznačují velmi nízkými příkony¹³. Norma ČSN 73 0548 navíc doporučuje stanovení tepelných zisků od svítidel v době špičkových tepelných zisků z vnějšího prostředí pro prostory, kterými jsou například kina či divadla [31]. Z tohoto důvodu jsou tepelné zisky od svítidel v dalším textu zanedbány.

Tepelné zisky od lidí

Pro tepelné zisky od osob obývajících vnitřní prostor je vycházeno z předpokladu produkce pouze citelného tepla při mírné aktivitě muže, které činí 62 W. Produkce citelného tepla ženy je vzata jako 85 % z celkové tepelného výdeje muže a pro děti platí produkce citelného tepla jako 75 % produkce muže [31].

Pro výpočet tepelných zisků od osob \dot{Q}_l [W] je uveden vztah (4.25) [31], pro jehož úplné určení je nejprve nutno stanovit počet osob i_l [–], které prostor budou využívat. V bytě 2.15.02 je uvažován pobyt čtyřčlenné rodiny sestávající se ze dvou dětí, dospělého muže a ženy. Výpočetní vztah pro určení počtu osob je dán vztahem (4.24) [31]:

$$i_l = 0,85 \cdot i_z + 0,75 \cdot i_d + i_m \quad (4.24)$$

Kde:

i_z	[–]	je počet žen v místnosti
i_d	[–]	je počet dětí v místnosti
i_m	[–]	je počet mužů v místnosti

Dosazením do (4.24) je získán počet osob v místnosti:

$$i_l = 0,85 \cdot 1 + 0,75 \cdot 2 + 1 = 3,35$$

$$\dot{Q}_l = 0,1 \cdot \dot{Q}_{\text{čin}} \cdot (36 - t_i) \cdot i_l \quad (4.25)$$

Kde:

$\dot{Q}_{\text{čin}}$ [W] Je produkce citelného tepla muže při mírné činnosti; ($\dot{Q}_{\text{čin}} = 62 \text{ W}$)

Dosazením do (4.25):

$$\dot{Q}_l = 0,1 \cdot 62 \text{ W} \cdot (36 - 26 \text{ °C}) \cdot 3,35 = 207,7 \text{ W}$$

¹³ Norma ČSN 73 0548 nabyla svou platnost v roce 1985, kdy na trhu byly výhradně zastoupeny klasické žárovky a zářivky. Klasická žárovka se žhaveným wolframovým vláknem dosahuje světelného toku 710 lm při požadovaném příkonu 60 W. Oproti tomu je LED žárovka schopna dosáhnout stejného světelného toku s požadovaným příkonem 8 W [88].

Tepelné zisky od elektronických zařízení

V modelové místnosti je uvažována instalace elektronických zařízení, které převyšují svým nominálním příkonem $P_E = 100 \text{ W}$, tyto elektronické spotřebiče společně s jejich příkony jsou zaneseny do *tabulky 4.5*.

Tabulka 4.5 – Tabulka použitých spotřebičů společně s jejich příkony

Typ -	Elektrický příkon $P_E \text{ [W]}$
Lednice	300
Mikrovlnná trouba	1000
Myčka	2200
Elektrický sporák	8000
Rychlovarná konvice	2000
Trouba	3500
TV	300
Laptop	350
Kávovar	1000
Digestoř	400
Tiskárna	600

Pro stanovení tepelných zisků, jejichž zdrojem jsou elektrické spotřebiče $\dot{Q}_E \text{ [W]}$ je uveden vztah (4.26) [31]:

$$\dot{Q}_E = c_1 \cdot \sum c_3 \cdot P_E \quad (4.26)$$

Kde:

c_1	$[-]$	je součinitel současnosti chodu zařízení
c_3	$[-]$	je součinitel průměrného zatížení zařízení
P_E	$[\text{W}]$	je elektrický příkon elektrického spotřebiče

Dosazením do rovnice (4.26) bylo provedeno ve výpočetním prostředí MS Excel. Výsledná hodnota tepelných zisků elektrickými spotřebiči:

$$\dot{Q}_E = 2012 \text{ W}$$

4.1.6 Tepelné zisky z neklimatizovaných prostor

Tepelné zisky vlivem prostupu tepla z místností, kde není uvažována přítomnost chlazení. Tento tepelný zisk je dán součinitelem prostupu tepla konstrukce oddělující klimatizovaný a neklimatizovaný prostor, plochou konstrukce a rozdílem teplot mezi těmito dvěma prostory [31].

Obytnou kuchyň obklopují z většiny místnosti, ve kterých je uvažována stejná vnitřní teplota $t_i = 26 \text{ °C}$. Výjimkou je koupelna/WC (2.15.02.7) s uvažovanou teplotou 30 °C a předsín (2.15.02.1) s teplotou 28 °C , avšak tyto předsín je oddělena příčkou s plochou pouhých $2,67 \text{ m}^2$, proto zisk z předsíně bude ve výpočtu zanedbán. Konstrukce oddělující tyto dva prostory je pórobetonová vnitřní příčka SN14 s celkovou plochou $11,57 \text{ m}^2$.

Výpočetní vztah pro výpočet tepelných zisků z okolních neklimatizovaných místností \dot{Q}_{okol} [W] je dán rovnicí (4.27) [31]:

$$\dot{Q}_{okol} = U_{st} \cdot S_{st} \cdot (t_{zk} - t_i) \quad (4.27)$$

Kde:

t_{zk} [°C] je teplota za konstrukcí oddělující klimatizovaný prostor od neklimatizovaného; ($t_{zk} = 30$ °C)

Po dosazení do (4.27):

$$\dot{Q}_{okol} = 0,95 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot 11,57 \text{ m}^2 \cdot (30 \text{ °C} - 26 \text{ °C}) = 66 \text{ W}$$

4.1.7 Výsledná tepelná zátěž prostoru

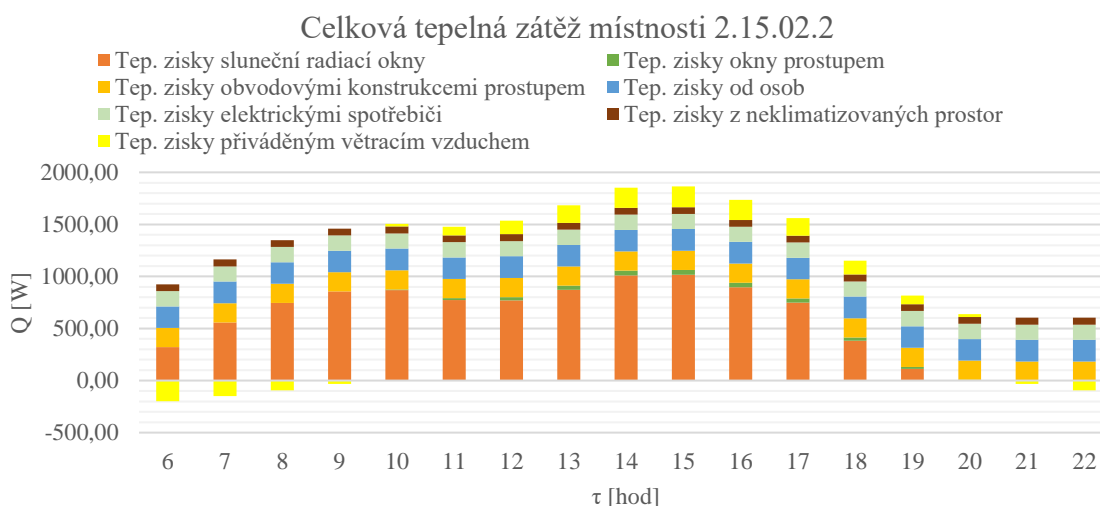
Celkovou zátěží místnosti citelným teplem \dot{Q} [W] se rozumí součet dílčích tepelných zisků, jejichž výpočet byl proveden v textu výše. Vztah pro výpočet tepelné zátěže citelným teplem modelového prostoru je dán rovnicí (4.28) [31]:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{or} + \dot{Q}_S + \dot{Q}_{ok} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_I + \dot{Q}_{okol} + \dot{Q}_E \quad (4.28)$$

Z důvodu vysoké variability při používání domácích elektronických spotřebičů je celková tepelná zátěž uvažována z průměrné měsíční spotřeby elektrické energie¹⁴ obdobně velkého bytu, která činí 150 kWh.

Celková tepelná zátěž místnosti pro čas 15:00 SELČ je po dosazení do (4.28) s uvažováním použitím vnitřních lamelových žaluzií $\dot{Q}_{15} = 1867 \text{ W}$

Do *obrázku 4.1* jsou zaneseny výsledky tepelné zátěže pro denní dobu mezi 6:00 až 22:00 SELČ, ze kterého je patrné, že nejvyšších tepelné zátěže dosahuje prostor obytné kuchyně v 15:00.



Obrázek 4.1 – Tepelná zátěž místnosti 2.15.02.2 v časovém intervalu od 6:00 do 22:00 pro rok 2020/2021

¹⁴ Poznámka – Přepočet spotřeby elektrické energie na tepelný výkon za dobu 30 dnů (720 hod):

$\dot{Q}_E = \frac{150 \text{ kWh} \cdot 1000 \text{ W}}{720 \text{ hod}} = 208,33 \text{ W}$. Za předpokladu, že 70 % spotřeby domácnosti realizují spotřebiče situované v obytné kuchyni, pak uvažovaná tepelná zátěž od elektrických spotřebičů v místnosti 2.15.02.2 je $\dot{Q}_E = 145,8 \text{ W}$.

4.2 Tepelná zátěž místnosti s ohledem na měnící se klima

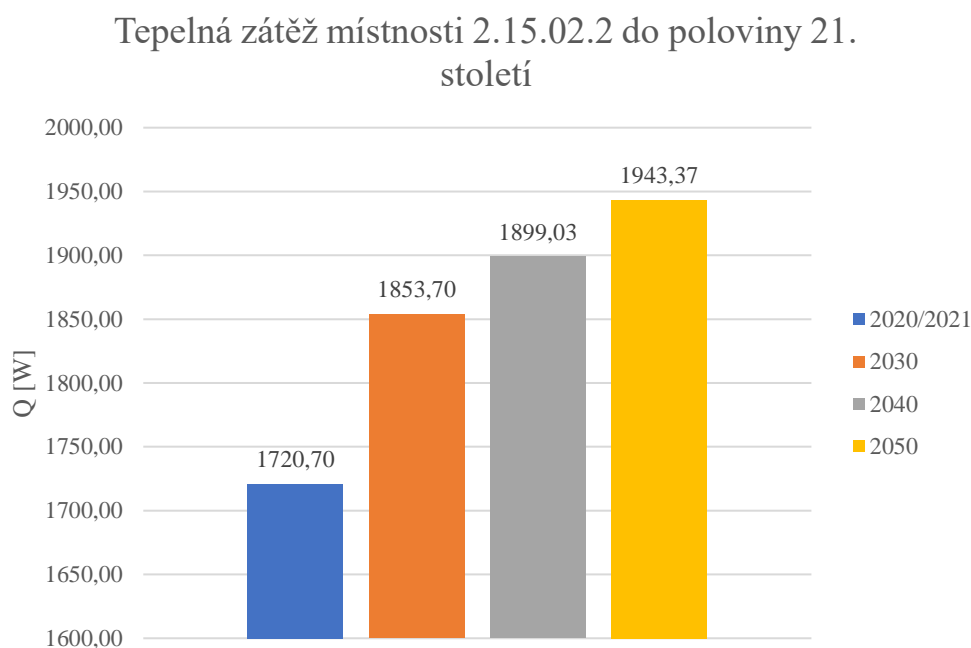
Rostoucí maximální teploty v letních měsících pro nadcházející desetiletí se nepochybně podepíše i na rostoucí tepelné zátěži vnitřních prostor budov, se kterou je spojeno chlazení těchto místností pro udržení tepleného komfortu osob v nich pobývajících.

Předpokládaný nárůst vnějších tepelných zisků lze očekávat zejména od těch, které souvisí s rostoucí maximální teplotou $t_{e,max}$. Mezi tyto tepelné zisky lze řadit prostup tepla z vnějšího prostředí do vnitřního skrz obvodové konstrukce \dot{Q}_S a okna \dot{Q}_{ok} , společně s přívodem čerstvého větracího vzduchu \dot{Q}_L .

Výchozími hodnotami pro výpočet tepelné zátěže jsou predikované průměrné maximální teploty do poloviny 21. století, které jsou uvedeny v *tabulce 2.1*.

Tepelná zátěž je spočtena obdobným způsobem jako v případě textu uvedeného výše, tj. pro místnost obytná kuchyň v bytě 2.15.02 v době nejvyšších solárních zisků v 15:00 SELČ.

Na *obrázku 4.2* je uvedeno grafické znázornění vývoje tepelné zátěže prostoru obytné kuchyně od roku 2020/2021 do roku 2050.



Obrázek 4.2 – Tepelná zátěž prostoru místnosti 2.15.02.2 do poloviny 21. století, pozn. osa y grafu začíná hodnotou 1600 W z důvodu zvýraznění rozdílu tepelné zátěže prostoru od současnosti do roku 2050

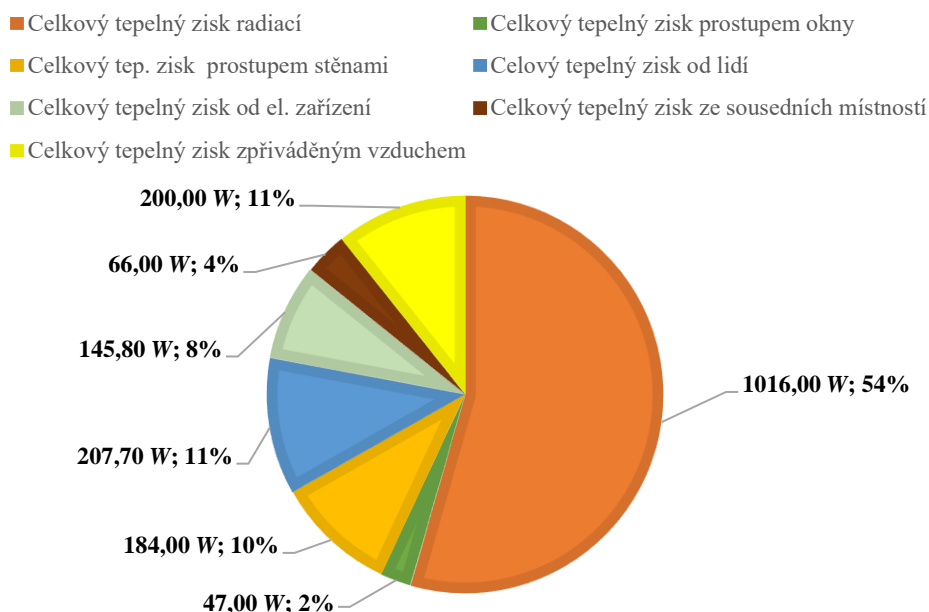
Za předpokladu, že tepelné zisky sluneční radiací zůstanou nezměněny, tepelné zisky prostupem obvodovými konstrukcemi, okny a přívodem větracího vzduchu zvýší celkovou tepelnou zátěž místnosti o 11 % mezi lety 2020/2021 až do roku 2050.

Z toho výsledku lze vyvodit, že je řešený objekt svým současným návrhem schopný se vypořádat s nadcházející změnou klimatu.

4.3 Pasivní prostředky ke snížení tepelné zátěže

V předcházejícím textu byla vyčíslena tepelná zátěž prostoru místnosti 2.15.02.2, která se skládá z vnitřních a vnějších tepelných zisků. Podílové rozdělení příspěvků tepelných zisků, které mají vliv na celkovou tepelnou zátěž místnosti je na *obrázku 4.3*.

Podílové rozdělení tepelných zisků



Obrázek 4.3 – Podílové rozdělení příspěvku jednotlivých typů tepelných zisků na celkovou tepelnou zátěž místnosti v 15:00 SELČ

Z *obrázku 4.3* je patrné, že největším podílem na celkové tepelné zátěži disponují tepelné zisky sluneční radiací okny z 54 %, dále pak tepelné zisky od osob v místnosti s podílem 11 % a tepelné zisky prostupem tepla z vnějšího prostředí skrze obvodové stěny společně s tepelnými zisky přívodem větracího vzduchu shodně s 11 %.

Snížení tepelných zisků sluneční radiací zasklenými plochami

Pro snížení tepelných zisků sluneční radiací prosklenými plochami je nutné dodatečné zastínění okenních výplní zasazených v obvodových konstrukcích. K tomuto účelu se dají využít stínící prvky, mezi které patří předokenní lamelové žaluzie a slunolamy.



Obrázek 4.4 – Ukázka použití předokenních žaluzií [89]



Obrázek 4.5 – Ukázka aplikace hliníkových slunolamů [90]

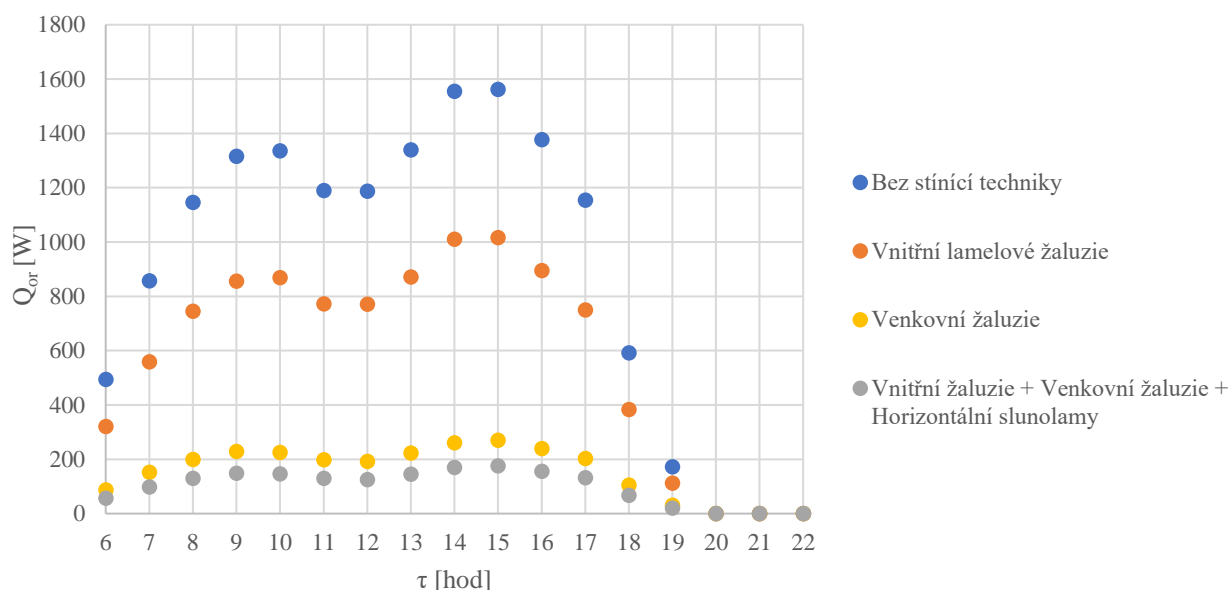
Pro aplikaci pasivních stínících prvků byly zvoleny předokenní lamelové žaluzie světlé barvy o stínícím součiniteli¹⁵ $s_3 = 0,182$ [35], které jsou použity v případě obou oken v JZ a JV stěně. Celkový stínící součinitel oken po aplikaci venkovních předokenních rolet lze získat upravením rovnice (4.14), kdy bude za s dosazeno [31]:

$$s = s_1 \cdot s_2 \cdot s_3 = 0,60 \cdot 0,65 \cdot 0,182 = 0,07$$

Z hlediska slunolamů je možnost využít různé varianty, které trh nabízí. V modelovém případě jsou použity horizontální lamelové slunolamy nad balkonovými dveřmi o šířce 150 mm vyhotovené z hliníku. Tímto se změní parametr hloubky okna od horní stínící desky c [m], která se v případě JZ stěny změní na 0,45 m, v případě JV stěny se změní na 0,42 m. S tímto se změní délka horního stínu e_2 , která je pro 15:00 pro JZ balkonové dveře $e_2 = 0,47$ m a pro případ JV balkonových dveří $e_2 = 1,08$ m.

Porovnání tepelných zisků při uvažování stavu bez stínění oken, s uvažováním stavu vnitřních lamelových žaluzií a stavu při kombinaci vnitřních žaluzií společně s předokenními roletami a slunolamy je k nalezení na *obrázku 4.6*.

Porovnání hodnot tepelných zisků sluneční radiací



Obrázek 4.6 – Porovnání hodnot tepelných zisků sluneční radiací skrze prosklené plochy

Z *obrázku 4.6* je patrné, že při použití stínící techniky jsou tepelné zisky sluneční radiací prosklenými plochami téměř eliminovány. Respektive dochází k redukci tepelných zisků sluneční radiací o 89 %.

Podílové rozložení tepelných zisků při použití různých prvků stínící techniky je uvedeno v *příloze P2*.

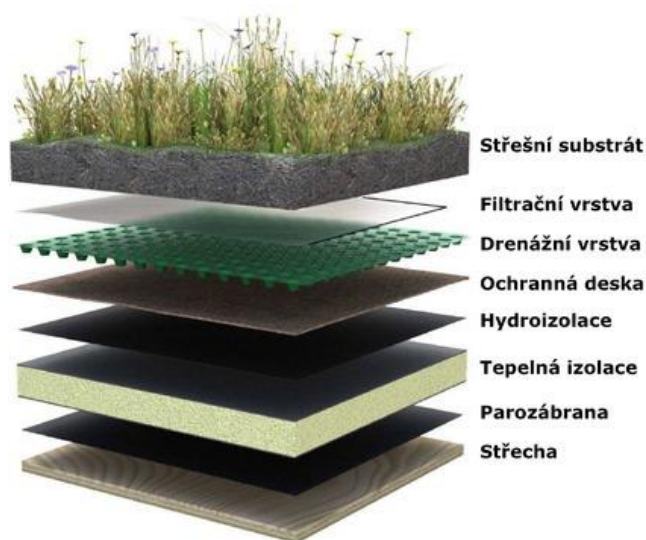
¹⁵ Poznámka - Hodnota stínícího součinitele s [–] udává kolik procent slunečního záření projde prosklenou plochou do místnosti v porovnání se stavem, kdy není využit žádný stínící systém [33].

Snížení tepelných zisků prostupem střechou

Střecha objektu je v průběhu letního dne nejvíce vystavena působení slunečního záření, kvůli kterému se povrchová teplota střechy může dostat na úroveň přesahující 70 °C. Tímto narůstají tepelné zisky prostupem do obytných prostor, které jsou umístěny pod střechou. Vysoká teplota povrchů střech je taktéž hlavním příspěvkem od budov ke tvorbě městského tepelného ostrova, který byl zmíněn v kapitole 2.4.4 *Městský tepelný ostrov*.

Jako možné řešení zmíněných problémů se nabízí aplikace vegetační střechy. Vybudování tohoto typu střech spočívá v pokrytí části nebo celé konstrukce střechy substrátem, do kterého jsou rostliny vysázeny [36].

Vrstva vegetace a zeminy položená na povrch střechy klade dodatečné požadavky na provedení střešní konstrukce jak z pohledu statiky, tak z hlediska ochrany proti vlhkosti. Zřetel by měl být kladen hlavně na hydroizolaci, která kromě ochrany tepelné izolace proti vlhkosti taktéž zabráňuje prorůstání kořenů [37]. K zabránění tvorby kaluží a následnému úhynu vegetace, je nutné spolehlivě odvádět přebytečnou vodu drenážní vrstvou, která je u plochých střech vyhotovena se sklonem 3 ° k odvodňovacím prvkům [37]. Ukázka skladby vegetační střechy je vyobrazena na obrázku 4.7 [38].



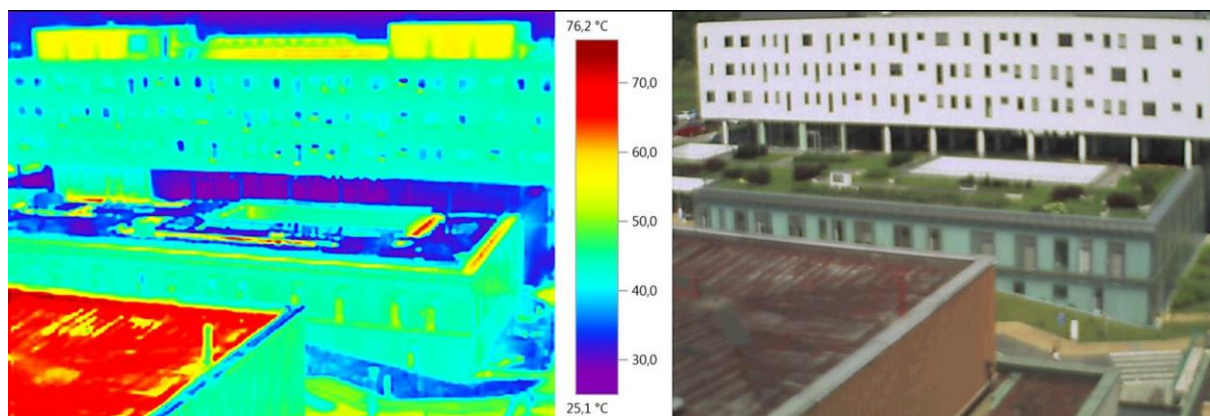
Obrázek 4.7 – Vzorová skladba střešního pláště při aplikaci vegetační střechy [38]

Vegetační střechy lze rozdělit do dvou kategorií [39]:

- a) Intenzivní vegetační střechy, které se vyznačují větší tloušťkou substrátu pro růst rostlin dosahující kolem 300 mm. Tato vyšší vrstva substrátu umožňuje výsadbu rostlin s rozvětveným kořenovým systémem, například užitkové rostliny, křoviny nebo stromy s mělkým zakořeněním (jehličnaté stromy). Intenzivní zelené střechy jsou náročné na údržbu, z důvodu potřebné instalace zavlažovacího systému.

- b) Extenzivní vegetační střechy disponují vrstvou substrátu pohybující se mezi 60 až 150 mm, tímto je střešní plášť i střešní konstrukce méně staticky namáhán než u intenzivních vegetačních střech. Tento typ zelených střech je prakticky bezúdržbový, jelikož nízká tloušťka substrátu podporuje výsadbu nízké vegetace, kde lze řadit mechy, sukulenty nebo suchomilné trávy a byliny. Aplikace těchto rostlin nevyžaduje instalaci samostatného zavlažovacího systému.

Jak již bylo zmíněno v úvodu, vegetační střechy s sebou nesou řadu výhod pro urbanizované oblasti, z nichž jako nejpodstatnější se jeví snížení rovnocenné teploty povrchu t_r [°C] během dne, kdy teploty ve venkovním prostředí dosahují nejvyšších hodnot. Mechanismus, který se uplatňuje při redukci povrchových teplot se nazývá evapotranspirace¹⁶ [40].



Obrázek 4.8 – Porovnání aplikace vegetační střechy objektu fakultní nemocnice v Plzni oproti protější budově s konvenčním střešním pláštěm [41]

Jak je patrné z obrázku 4.8, tak vlivem použití vegetační střechy dojde ke snížení povrchové teploty konstrukce o 60 % [40], což má následek na tepelné zisky prostupem do prostoru pod střechou. Průměrná teplota střechy za 24 hodin má pak hodnotu $t_{rm} = 32,48$ °C. Po dosažení do vztahu (4.18) jsou tepelné zisky do místnosti střechou:

$$\dot{Q}_{SSCH} = U_S \cdot S_S \cdot (t_{rm} - t_i) = 0,14 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot 30,22 \text{ m}^2 \cdot (32,48 \text{ °C} - 26 \text{ °C}) = 28 \text{ W}$$

Z toho výsledku vyplývá, že použití vegetačních střech zlepšuje mikroklima vnitřních prostor během letních měsíců. Snížení tepelných zisků střechou se pohybuje v rámci 60 %.

Odparem vodních kapek z povrchu těl rostlin a půdy dochází vlivem adiabatického ochlazování k odběru tepla z okolního vzduchu, čímž dochází ke zmírňování vlivu městského tepelného ostrova. Kromě podílu na zlepšení klimatu ve městech, aplikace vegetačních střech má pozitivní účinky na zvyšování biodiverzity urbanizovaných prostředí. Zelené střechy vedou k zadržování srážkové vody a následného snížení náporu na kanalizační systém, což ve výsledku snižuje riziko bleskových povodní [36].

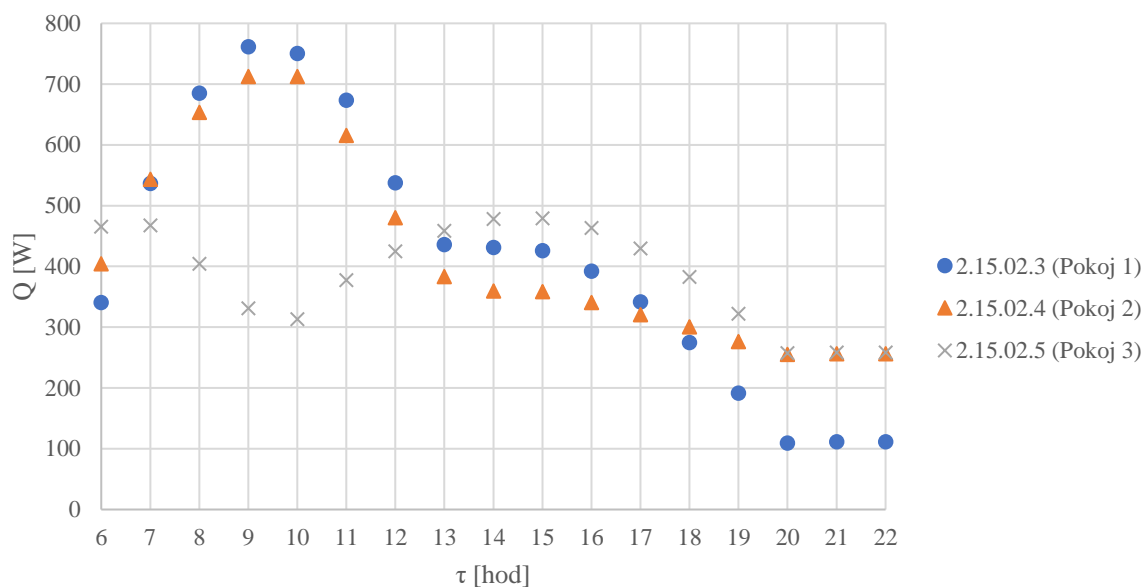
V současné době je výstavba zelených střech podpořena dotačními programy či snížením poplatku za stočné zadržené vody. Podpora výstavby zelených střech by se měla v budoucích letech promítnout do častější aplikace, jelikož Česká republika zaostává za západní Evropou, co se týká využívání tohoto typu adaptace na změnu klimatu.

¹⁶ Evapotranspirace – Představuje odpar vodních kapek z povrchu listů nebo jiných částí těl rostlin vypuzených vlivem fyziologických procesů [91].

Využitím pasivních prvků, které snižují tepelnou zátěž objektů, lze dosáhnout úspor při použití aktivního chlazení, které je popsáno v *kapitole 5 Návrh chladicího systému objektu*.

Chladicí systém objektů O1 a O2 je dimenzován na současné klimatické podmínky a použití vnitřních lamelových žaluzií. Výsledné hodnoty tepelné zátěže ostatních obytných místností, které se nacházející v bytové jednotce 2.15.02 jsou zaneseny do *obrázku 4.9* v podobě bodového grafu.

Tepelná zátěž zbylých místností v bytě 2.15.02



Obrázek 4.9 – Průběh tepelné zátěže Pokojů 1 až 3 v průběhu dne od 6:00 do 22:00 provedením obdobného výpočtu jako v případě místnosti 2.15.02.2

5 Návrh chladicího systému

Chladicí systémy ve vnitřních prostorách budov slouží k odvodu citelného tepla z chlazené místnosti, což vede k pokrytí tepelné zátěže z vnitřního a vnějšího prostředí. Odvedení tepelné zátěže vede ke snížení teploty vzduchu v interiéru t_i [°C], která je jedním z hlavních parametrů vnitřního prostředí ovlivňující tepelný komfort člověka [42].

Pro zajištění tepelného komfortu je nutné docílit tepelné rovnováhy mezi teplem produkovaným lidským organismem a teplem odvedeným do prostředí prostřednictvím konvekce, kondukce, radiace a odpařováním potu z povrchu těla. V případě, že není možno nastolit tepelnou rovnováhu, dochází k přehřátí organismu (hypertermii) [42], které vede k nevolnosti, bolestem hlavy nebo nedostatečné regeneraci během spánku.

5.1 Rozdělení chladicích systémů

Chladicí systémy, které slouží k odvodu tepelné energie z chlazeného prostoru, se dělí dle média, kterým je snížení teploty docíleno na chlazení přímé a nepřímé.

5.1.1 Chlazení přímé

Tepelná energie z chlazené místnosti je odebrána chladivem¹⁷ ve vnitřní jednotce klimatizační jednotky sloužící jako výparník. Kapalně chladivo se tímto přemění v páru a je přepraveno do venkovní jednotky, která slouží jako kondenzátor, ve kterém chladivo opět kapalně a cyklus se tímto může zopakovat. Tyto chladicí jednotky, ve kterých je tento princip odvodu tepla využit jsou označovány jako jednotky s přímým výparem chladiva.

Rizikem u přímého chlazení bývá únik chladiva do obytných místností, které se většinou vykazují svou toxicitou nebo hořlavostí.

5.1.2 Chlazení nepřímé

Princip nepřímého chlazení spočívá v odvedení tepelné zátěže z klimatizovaného prostoru pomocí teplotnosné látky, kterou bývá nejčastěji voda v rozmezí teplot od 5 do 18 °C [43]. Teplotnosné médium předává teplo do výparníku zdroje chladu v primárním okruhu, čímž je ochlazen a přivedeno zpět do objektu.

Tento způsob chlazení se nejčastěji uplatňuje u rozsáhlých objektů, u kterých je požadavek na centrální dodávku chladu, např. u nemocnic, hotelů nebo administrativních a bytových budov. Výhodou oproti systémům s přímým chlazením je využití netoxických teplotnosných látek, které v případě úniku neohrožují osoby přítomné v dané prostoru. Navíc případný unik chladné vody není finančně nákladný oproti uniku chladiva z kompresorové klimatizační jednotky.

Rozvody teplotnosného média od zdroje chladu, respektive od akumulární nádrže, jsou realizovány převážně ocelovým nebo měděným potrubím.

Potrubní systém je opatřen tepelnou izolací, která brání v přestupu tepla skrze válcovou stěnu trubky, což vede ke zvýšení teploty teplotnosného média. Izolace potrubí plní funkci parozábrany, díky které nedochází ke kondenzaci vodní páry z okolí potrubí [44]. Za pomoci izolace je taktéž dosažena ochrana potrubí vůči mechanickému poškození. Za účelem izolace rozvodů chladu je použita izolace vyrobená ze syntetického kaučuku o tloušťce 19 mm.

¹⁷ Poznámka – Nejčastěji využívaným chladivem v moderních chladicích jednotkách je R32, jehož dopad na zhoršování globálního oteplování není tak vysoký jako v případě jiných typů chladiv. GWP chladiva R32 je rovno 675 [93], [94].

Chladná voda je potrubním systémem dovedena ke koncovým spotřebičům, které lze rozdělit dle převládajícího mechanismu sdílení chladu na systémy radiační a konvektivní.

Stropní chlazení

Mezi zástupce radiačních chladicích systému lze řadit stropní chlazení, které funguje na principu ochlazení teplého vzduchu z místnosti, který kvůli své nízké hustotě vystoupal ke stropu. Potenciál chlazení při použití stropního chlazení taktéž spočívá ve snížení radiační teploty t_r , která má taktéž vliv na tepelný komfort osob ve vnitřním prostředí [42]. Z povrchu stropu, který je ochlazován protékající chladnou vodou v systému trubic stočených do spirály nebo meandru, je vlivem konvekce vzduch ochlazován [45]. Takto ochlazený vzduch klesá k podlaze a dopomáhá tak k přirozené cirkulaci vzduchu v místnosti, kdy obyvatelé nejsou obtěžováni prouděním vzduchu z výustek nebo hlukem z ventilátorů [45]. Nevýhodou stropního chlazení je riziko kondenzace na povrchu stropu, proto je nutná regulace teploty vstupní chladné vody do systému potrubí na vyšší hodnotu. Další nevýhodou je fakt, že při optimální funkci stropního chlazení nedochází k odvodu vázaného tepla kondenzací vodních páry, s čímž je spojen odvod vlhkosti z místnosti. Distribuce chladné vody do jednotlivých chlazených místností je uskutečněna rozdělovačem a sběračem, obdobně jako je tomu u podlahového vytápění.

Indukční jednotky

Funkce indukčních jednotek je zajištěna přívodem primárního vzduchu tryskou a vytváří tak volný proud, který strhává okolní vrstvy vzduchu, čímž je docílen přívod sekundárního vzduchu z místností. Do tepelného výměníku je přivedena chladná voda, která ochlazuje sekundární vzduch procházející jeho lamelami [46]. Takto ochlazený vzduch je vháněn do místnosti. S indukčními jednotkami se lze setkat nejčastěji v pod parapetním nebo podlahovém provedení.

Chladicí trámy

Chladicí trámy jsou vodorovně umístěné lamelové tepelné výměníky do prostoru podhledu nebo pod strop, kde se nachází vrstva vzduchu o nejvyšší teplotě. Tepelný výměník je napojený na přívod chladicí vody, která se pohybuje v teplotním rozmezí mezi 16 až 18 °C z důvodu předcházení kondenzace vodní páry na povrchu výměníku [47]. Chladicí trámy lze rozdělit na pasivní a aktivní [47]:

- Pasivní chladicí trámy využívají pouze volné proudění vzduchu, kdy teplý vzduch v místnosti stoupá pod strop, kde jej ochlazuje výměník chladicího trámu a ochlazený vzduch volně klesá k podlaze. Přívod čerstvého vzduchu je řešen např. stropním anemostatem, nebo přívodním talířovým ventilem. Nevýhodou pasivního chladicího trámu je jeho nízký chladicí výkon.
- Aktivní chladicí trámy slouží ke chlazení i k přívodu čerstvého větracího vzduchu do místnosti. Přívodní primární vzduch strhává sekundární vzduch z místnosti, který je ochlazován na tepelném výměníku trámu a následně je vyveden do místnosti. Jedná se tak o úpravu indukční jednotky zmíněné v textu výše.

Po zhodnocení dostupných variant nepřímého chlazení, které jsou na trhu dostupné, se jako nejvhodnější volbou jeví použití chladicích jednotek typu fan-coil (FCU). Do bytových jednotek *objektu* O1 a O2 jsou navrženy nástěnné chladicí jednotky, do prostor nájemních komerčních jednotek jsou navrženy kazetové chladicí jednotky umístěné do podhledu.

Důvodem pro výběr chladicích fan-coil jednotek jako koncových spotřebičů chladicí soustavy objektů byl zejména prostorový. Bytové jednotky nacházející se v řešené stavbě disponují instalační šachtou, kterou jsou dovedeny stoupací potrubí potřebných instalací pro chod bytů (vodovody, kanalizace), mezi nimiž se nachází také stoupací potrubí s chladicí vodou. V samotných chlazených místnostech se nachází prosklené výplně v podobě balkonových dveří, tudíž není možná instalace pod parapetními chladicích jednotek, distribuce teplotního média do podlahových konvektorů by byla obtížná. Vhodnost aplikace fan-coil jednotek také souvisí s navrženým zdrojem chlazení, kterým je absorpční chladicí jednotka popsána dále v kapitole 6 produkující chladnou o teplotě nižší, než je teplota rosného bodu vzduchu při parametrech v interiéru, byla by instalace chladicích stropů nevýhodná z hlediska kvalitativní regulace vstupující vody do systému stropního chlazení.

Jednotky fan-coil

FCU patří mezi nejběžnější koncové spotřebiče u systémů nepřímého chlazení. Fan-coil jednotky pracují na principu konvektoru, kdy se v praxi běžně používají jak k vytápění, tak i ke chlazení objektů.

Jednotky fan-coil jsou dodávány v různých provedeních, avšak v řešeném komplexu jsou použity nástěnné a podstropní (kazetové) varianty od značky Aermec, viz *obrázky* 5.1 a 5.2.



Obrázek 5.1 – Nástěnná chladicí jednotka fan-coil Aermec FCW [95]



Obrázek 5.2 – Kazetová chladicí jednotka fan-coil Aermec FCL [95]

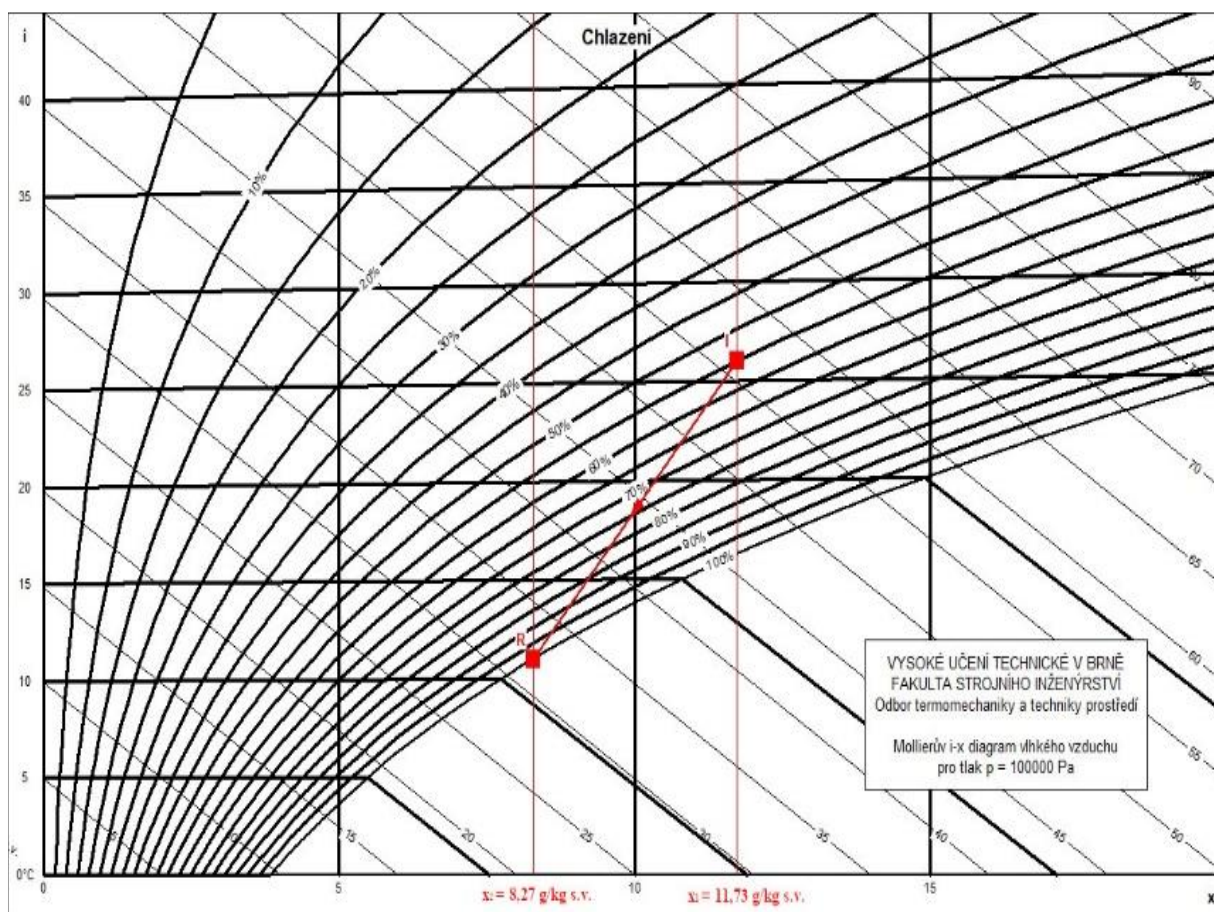
Do trubek lamelového výměníku tepla je přiváděna chladná voda o teplotě $t_{w1} = 8\text{ °C}$ z rozvodů chladu. Vlivem přenosu tepla z místnosti je voda ve výměníku ohřáta na teplotu $t_{w2} = 14\text{ °C}$. Voda do výměníku tepla vtéká přes dvoucestný nebo třicestý směšovací ventil, který upravuje parametry (teplotu)¹⁸ vstupující chladné vody mísením s vratnou vodou, čímž je ve výsledku ovlivněn chladicí výkon jednotky [48].

¹⁸ Poznámka – Ovlivňování teploty teplotního média je označována jako kvalitativní regulace [48]

Vzduch z místnosti je nasáván skrze filtr v nasávacím otvoru, následně je ochlazen v okolí tepelného výměníku a poté vháněn do chlazené místnosti za pomoci zabudovaného ventilátoru, který bývá ve většině případech radiální nebo tangenciální. V současnosti se na pohon ventilátoru používají EC elektromotory, které vykazují vyšší účinnost a nižší požadavky na energii než klasické elektromotory [49]. Výdechovou mřížkou je ochlazený vzduch vháněn zpět do místnosti.

V režimu chlazení pomocí FCU je nezbytná kondenzátní vana, která slouží k odvodu zkondenzovaných vodních par na povrchu tepelného výměníku uvnitř chladicí jednotky. Z této znalosti lze usoudit, že fan-coil jednotky odvádějí nejen teplo citelné, ale také teplo vázané, které je potřebné ke kondenzaci vodní páry v kapalinu [47].

Na *obrázku 5.3* je vyznačena úprava vnitřního vzduchu v chladicí jednotce uvnitř místnosti 2.15.02.2 Obytná kuchyň, pro kterou byl proveden vzorový výpočet tepelné zátěže v kapitole 4. Vyznačení úpravy vzduchu je provedena v programu Vlhký vzduch 3.0.



Obrázek 5.3 – Mollierův diagram i-x diagram vlhkého vzduchu pro chlazení v jednotce fan-coil; vykresleno pomocí programu Vlhký vzduch 3.0

Vstupní data použita pro vykreslení v i-x diagramu vlhkého vzduchu jsou uvedena v *tabulce 5.1* a jsou platná pro fan-coil jednotku umístěnou v místnosti 2.15.02.2. Data byla získána z cenové nabídky od výrobce FCU.

Tabulka 5.1 – Parametry chladicí fan-coil jednotky v místnosti 2.15.02.2

Výrobce Označení jednotky	Aermec FCW 42VL	
Chladicí výkon celkový	$\dot{Q}_{CH,t}$ [kW]	2,76
Průtok vzduchu ¹⁹	\dot{V} [m ³ /h]	476
Teplota vstupní vody	t_{w1} [°C]	8
Teplota výstupní vody	t_{w2} [°C]	14
Připojení	DN	15

Hodnota teploty vnitřního vzduchu v místnosti $t_i = 26\text{ °C}$ a relativní vlhkost vzduchu $\varphi = 55\%$ jsou veličiny nutné ke stanovení množství zkondenzované páry na povrchu tepelného výměníku uvnitř chladicí jednotky fan-coil. Vztah k určení množství kondenzátu \dot{m}_w [kg/h] vychází z rovnice (5.1) [43]:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_v \cdot (x_2 - x_1) \quad (5.1)$$

Kde:

- \dot{m}_v [kg/h] je hmotností průtok suchého vzduchu jednotkou fan-coil
 x_1 [kg/kg s. v.] je měrná vlhkost vzduchu před chlazením;
 $x_1 = 11,73 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg s. v.}$ (viz obrázek 5.3)
 x_2 [kg/kg s. v.] je měrná vlhkost vzduchu po chlazení;
 $x_2 = 8,27 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg s. v.}$ (viz obrázek 5.3)

Hmotnostní průtok suchého vzduchu \dot{m}_v [kg/h] je vyjádřen ze stavové rovnice ideálního plynu (5.2) [43]:

$$\dot{m}_v = \frac{(p - \varphi \cdot p_p'') \cdot \dot{V}}{r_v \cdot T_i} \quad (5.2)$$

Kde:

- p [Pa] je barometrický tlak vzduchu v místnosti; $p = 10^5 \text{ Pa}$
 φ [–] je relativní vlhkost vzduchu v místnosti; $\varphi = 0,55$
 p_p'' [Pa] je tlak nasycené voní páry ve vzduchu při parametrech vzduchu v interiéru;
 $p_p'' = 3363,8 \text{ Pa}$ (hodnota určena z programu Vlhký vzduch 3.0)
 r_v [J/(kg · K)] je měrná plynová konstanta suchého vzduchu; $r_v = 287 \text{ J/(kg · K)}$
 T_i [K] je teplota ve vnitřním prostoru místnosti;
 $T_i = 26 + 273,15 = 299,15 \text{ K}$

¹⁹ Poznámka – Průtok vzduchu je dán otáčkami ventilátoru, pro psychrometrický výpočet v i-x diagramu byla vzata nejnižší hodnota otáček zabudovaného ventilátoru v jednotce fan-coil.

Dosazením do (5.2) je získána hodnota hmotnostního toku suchého vzduchu \dot{m}_v [kg/h]

$$\dot{m}_v = \frac{(10^5 \text{ Pa} - 0,55 \cdot 3363,8 \text{ Pa}) \cdot 476 \text{ m}^3/\text{h}}{287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \cdot 299,15 \text{ K}} = 544 \text{ kg/h}$$

Následným dosazením za \dot{m}_v do vztahu (5.1):

$$\dot{m}_w = 544 \text{ kg/h} \cdot (8,27 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg s.v.} - 11,73 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg s.v.}) = -1,88 \text{ kg/h}$$

Obdobným způsobem je určeno množství zkondenzované vody na povrchu chladiče fan-coil jednotky v ostatních místnostech bytu 2.15.02, tj. do pokojů 2.15.02.3 až 2.15.02.5. Do těchto místností je navržena jednotka FCU s parametry uvedenými v *tabulce 5.2*.

Tabulka 5.2 – Parametry chladicí fan-coil jednotky v místnostech 2.15.02.3 až 2.15.02.5

Výrobce	Aermec	
Označení jednotky	FCW 22VL	
Chladicí výkon celkový	$\dot{Q}_{CH,t}$ [kW]	1,52
Průtok vzduchu	\dot{V} [m ³ /h]	340
Teplota vstupní vody	t_{w1} [°C]	8
Teplota výstupní vody	t_{w2} [°C]	14
Připojení	DN	15

V případě místností 2.15.02.3 až 2.15.02.5 je množství kondenzátu na povrchu chladiče jednotky fan-coil $\dot{m}_w = 3 \cdot 0,8 \text{ kg/h} = 2,4 \text{ kg/h}$.

Z výsledku vyplývá, že jednotky fan-coil účinně odvlhčují vzduchu ve vnitřním prostředí, jelikož povrchová teplota tepelného výměníku uvnitř jednotky je pod teplotou rosného bodu vzduchu v místnosti, která činí $t_{ros} = 16,3 \text{ °C}$. Kondenzát je nutné odvést do kanalizačního systému buď vhodným vypádováním kondenzátního potrubí nebo pomocí kondenzátního čerpadla.

5.2 Regulace fan-coil jednotek

Regulace chladicích jednotek fan-coil probíhá skrze měření teplot v místnosti. V případě, že je zvolen automatický režim otáček ventilátoru, jsou jeho otáčky nastaveny dle měřené teploty v místnosti [50]. K regulátoru FCU lze připojit taktéž okenní snímače, které při otevření oken vypínají chod ventilátoru uvnitř jednotky. Tímto lze snížit provozní náklady [50].

Ovládání chladicí jednotky je zprostředkováno přes dálkový ovladač nebo externího regulátoru, který se zpravidla umísťuje na stěnu poblíž ovládané jednotky fan-coil.

5.3 Hydraulický výpočet chladicí soustavy

Pomocí hydraulického výpočtu je dosaženo návrhu dimenzí potrubí v jednotlivých úsecích potrubní sítě. Dimenze potrubí jsou voleny tak, aby při průtoku teplotnosného média \dot{V} [m^3/h] nebyla přesáhnuta rychlost proudu $v_{max} = 0,5 m/s$ uvnitř pobytových prostor.

Potrubí v celém rozvodu chladu je realizováno z oceli. Přípoje k FCU jsou zhotoveny z flexibilních ocelových hadic opatřených závitem, viz *obrázek 5.4*.

Cílem hydraulického výpočtu je také zjištění tlakových ztrát jednotlivých úseků, z nichž se stanovuje dopravní tlak oběhového čerpadla Δp_ξ [Pa], který hraje zásadní roli společně s průtokem média v soustavě pro návrh oběhového čerpadla u soustav s nuceným oběhem teplotnosného média [48].



Obrázek 5.4 – Flexibilní hadice sloužící k připojení jednotky fan-coil [96]

V následujícím textu bude uveden ukázkový výpočet tlakových ztrát potrubní sítě se spotřebiči v podobě FCU aplikovaných pro případ bytové jednotky 2.15.02, která byla popsána v předchozích kapitolách. Nejprve budou vypočítány tlakové ztráty v okruhu jednotky fan-coil v obytné kuchyni 2.15.02.2.

5.3.1 Tlaková ztráta třením

Při proudění tekutin v jakémkoliv potrubním systému dochází ke tlakovému úbytku po délce potrubí [48]. Tlaková ztráta třením je závislá na řadě faktorů, mezi které lze zařadit rychlost proudění v [m/s]; teplotu média v systému t_w [$^{\circ}C$]; průměr potrubí a materiál, ze kterého je potrubí zhotoveno a z něj plynoucí drsnost povrchu [51].

Měrná tlaková ztráta třením R [Pa/m] vztažená na metr délky potrubní trasy je dána vztahem (5.3) [48]:

$$R = \frac{\lambda_t}{d_t} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (5.3)$$

Kde:

λ_t	$[-]$	je součinitel tření potrubí
d_t	$[m]$	je hydraulický průměr potrubí
v	$[m/s]$	je rychlost proudění v potrubí
ρ	$[kg/m^3]$	je hustota ²⁰ teplotnosného média; $\rho_{(t_{wm}=11^{\circ}C)} = 999,7 kg/m^3$

Pro kompletní určení veličin v rovnici (5.3) je nutné prvně vyjádřit rychlost proudění v [m/s], která je dána vztahem (5.4) [48]:

$$v = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi \cdot d_t^2}{4} \cdot \rho} \quad (5.4)$$

Kde:

\dot{m}	$[kg/h]$	je hmotností tok teplotnosného média průřezem potrubí
-----------	----------	---

²⁰ Poznámka – Hustota kapalin je funkcí teploty. Při střední teplotě vody v soustavě 11 $^{\circ}C$ je hodnota hustoty vody rovna $\rho = 999,7 kg/m^3$ [52].

Hmotnostní tok \dot{m} je vyjádřen z kalorimetrické rovnice, která má podobu dle vztahu (5.5) [48]:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{CH,t}}{c_p \cdot (t_{w2} - t_{w1})} \quad (5.5)$$

Kde:

$\dot{Q}_{CH,t}$	[W]	je výkon přenášený v úseku potrubí ke spotřebičům
c_p	[J/(kg · K)]	je měrná tepelná kapacita ²¹ teplotnosného média; $c_{p(t_{wm}=11\text{ °C})} = 4195 \text{ J/(kg · K)}$
t_{w1}	[°C]	je teplota teplotnosného média na vstupu (přívod)
t_{w2}	[°C]	je teplota teplotnosného média na výstupu (vrat)

Dělení potrubní sítě na úseky probíhá dle logiky změny hmotnostního toku. V bodech změny průtoku probíhá taktéž změna průměru potrubí. Úseky potrubní trasy jsou rozděleny na přívod a vrat. Okruh k FCU v místnosti je složen celkově ze dvou úseků, tj. 1 a 1Z; 2 a 2Z.

Dosazením do (5.5) lze získat hmotnostní průtok vody úsekem 1 a 1Z:

$$\dot{m} = \frac{8094 \text{ W}}{4195 \text{ J/(kg · K)} \cdot (14\text{ °C} - 8\text{ °C})} = 1157,66 \text{ kg/h}$$

Po zjištění hmotnostního toku \dot{m} v úseku lze přistoupit k dosazení do rovnice (5.4):

$$v = \frac{1157,66 \text{ kg/h}}{\frac{\pi \cdot 0,0359^2}{4} \cdot 999,7 \text{ kg/m}^3} = 0,32 \text{ m/s}$$

Zvolený průměr potrubí má hodnotu DN32 s vnitřním hydraulickým průměrem $d_t = 35,9 \text{ mm}$ tak, aby nedošlo k překročení rychlosti proudění nad $0,5 \text{ m/s}$.

Pro úsek 2 a 2Z platí: $\dot{m} = 399,9 \text{ kg/h}$; $v = 0,55 \text{ m/s}$ při dimenzi připojovacího potrubí k jednotce FCU, která má hodnotu DN15, tj $16,1 \text{ mm}$. Zde je rychlost proudění v potrubí nepatrně překročena.

Dalším krokem k určení měrné tlakové ztráty třením R je určení charakteru proudění, zda se jedná o laminární, turbulentní nebo přechodný stav mezi laminárním a turbulentním prouděním [48]. Informaci o charakteru proudění poskytuje Reynoldsovo kritérium²² (číslo) Re [–], které je dáno rovnicí (5.6) [48]:

$$Re = \frac{v \cdot d_t}{\nu} \quad (5.6)$$

Kde:

ν	[m ² /s]	je kinematická viskozita vody; $\nu_{(t_{wm}=11\text{ °C})} = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ [52]
-------	---------------------	---

²¹ Poznámka – Měrná tepelná kapacita kapalin je funkcí teploty, obdobně jako v případě hustoty. Při střední teplotě vody v soustavě 11 °C je hodnota měrné tepelné kapacity vody rovna $c = 4195 \text{ J/(kg · K)}$ [52].

²² Poznámka – Je-li $Re \leq 2320$ jedná se o laminární proudění; $2320 < Re < 4000$ jedná se o přechodovou oblast proudění; $Re \geq 4000$ jedná se o turbulentní proudění [51].

Po dosazení do rovnice (5.6) je hodnota Re pro úsek 1:

$$Re = \frac{0,32 \text{ m/s} \cdot 0,0359 \text{ m}}{1,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 8775,7$$

Pro případ úseku 2 je hodnota $Re = 6759,7$. V obou úsecích dochází k turbulentnímu proudění.

Ze znalosti Reynoldsova čísla lze vycházet k určení součinitele tření $\lambda_t [-]$, který je dán vztahem (5.7), taktéž známý jako Colebrookova rovnice [51]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_t}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda_t}} + \frac{k}{3,71 \cdot d_t} \right) \quad (5.7)$$

Kde:

k [mm] je hydraulická drsnost potrubí; v případě oceli: $k = 0,1 \text{ mm}$

Hodnota součinitele tření je dopočítána iteračně v prostředí Microsoft Excel za pomoci doplňku Solver. Po provedení iteračního výpočtu je hodnota součinitele tření $\lambda_t = 0,0357214$ v případě úseku 1.

Nyní je možno dosadit do rovnice (5.3) a získat tím hodnotu měrné tlakové ztráty R pro úsek 1 a 1Z:

$$R = \frac{0,0357214}{0,0359 \text{ m}} \cdot \frac{(0,32 \text{ m/s})^2}{2} \cdot 999,7 \text{ kg/m}^3 = 50,23 \text{ Pa/m}$$

Pro úsek 2 a 2Z platí: $R = 383,13 \text{ Pa/m}$.

Pro výpočet tlakové ztráty třením $\Delta p_t [\text{Pa}]$ je nutné odměřit délku jednotlivých úseků $l [\text{m}]$, která je pro přírodní a zpětné potrubí v zásadě stejná. Tlaková ztráta vlivem tření je popsána vztahem (5.8) [48]:

$$\Delta p_t = R \cdot l \quad (5.8)$$

Kde:

l [m] je délka potrubí úseku

Dosazením délky úseku 1 a 1Z do rovnice (5.8), která činí $l = 4,66 \text{ m}$:

$$\Delta p_t = 50,23 \text{ Pa/m} \cdot 4,66 \text{ m} = 234,05 \text{ Pa}$$

V případě úseku 2 a 2Z je hodnota tlakové ztráty třením $\Delta p_t = 727,95 \text{ Pa}$.

5.3.2 Tlaková ztráta místními odpory

Pod místními odpory se rozumí prvky, které jsou vřazeny do úseku přímého potrubí. Mezi takovými prvky patří kolena, oblouky, redukce průměru potrubí, T-kusy, a jiné tvarovky [48].

Tlaková ztráta místními odpory²³ $\Delta p_z [\text{Pa}]$ je dána vztahem popsaným v rovnici (5.9) [48]:



²³ Poznámka – V literatuře se lze setkat s označením tlakových ztrát místními odpory jako Z

$$\Delta p_z = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (5.9)$$

Kde:

ξ_i [–] je součinitel místního odporu

Součinitel místního odporu je veličina závislá na konstrukci a geometrii tvarovky umístěné v potrubí a je určena dle tabulek vyobrazených na *obrázku 5.5 až 5.9*.

	Oblouk 90°					
		r/d	ξ pro jmenovitý průměr DN			
			10 a 15	20 a 25	32 a 40	50 a více
		1,5	1,5	1,0	0,6	0,3
2,5	1,0	0,6	0,4	0,1		
	Koleno 90°	2,0	1,5	1,0	1,0	

Obrázek 5.5 – Tabulka součinitele místního odporu pro kolena a oblouky [53]

T-kus pravouhlý, odbočka ζ_0 - rozdělení

d_0/d_2 [-]	M_2/M_1 [-]									
	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
	ζ_0									
1,00	100,9	25,9	12,0	7,2	4,9	3,7	2,9	2,5	2,1	1,9
0,90	66,5	17,3	8,2	5,0	3,5	2,7	2,3	1,9	1,7	1,6
0,80	41,9	11,1	5,5	3,5	2,5	2,0	1,7	1,5	1,4	1,3
0,71	26,3	7,3	3,7	2,5	1,9	1,6	1,4	1,3	1,2	
0,63	16,7	4,8	2,7	1,9	1,5	1,3	1,2		1,1	
0,56	10,7	3,4	2,0	1,5	1,3	1,2	1,1		1,0	
0,50	7,2	2,5	1,6	1,3	1,2	1,1		1,0		
0,45	5,0	1,9	1,4	1,2	1,1		1,0		0,9	
0,40	3,5	1,5	1,2	1,1		1,0			0,9	
0,36	2,3	1,3	1,1		1,0				0,9	
0,32	1,9	1,2		1,0					0,9	

Obrázek 5.8 – Hodnoty součinitele místního odporu pro T-kus (rozdělení) [97]

T-kus pravouhlý, odbočka ζ_0 - spojení

d_0/d_2 [-]	M_2/M_1 [-]									
	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
	ζ_0									
1,00	-36,6	-3,6	0,7	1,7	1,8	1,7	1,6	1,5	1,3	1,2
0,90	-25,1	-2,3	0,7	1,4	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0
0,80	-16,4	-1,3	0,7		1,2		1,1	1,0	0,9	
0,71	-10,5	-0,6	0,8	1,0		1,1		1,0		0,9
0,63	-6,6	-0,1	0,8		1,0				0,9	
0,56	-4,1	0,2	0,8	0,9	1,0				0,9	
0,50	-2,4	0,5		0,9	1,0			0,9		
0,45	-1,4	0,6	0,9		1,0				0,9	
0,40	-0,6	0,8			1,0					
0,36	-0,1	0,9				1,0				
0,32	0,4	1,0					1,1			

Obrázek 5.7 Hodnoty součinitele místního odporu pro T-kus (spojení) [97]

redukce - rozšíření náhlé

d_1/d_2 [-]									
1,00	0,90	0,80	0,71	0,63	0,56	0,50	0,45	0,36	0,32
ζ_1									
0,00	0,04	0,13	0,25	0,36	0,47	0,56	0,64	0,76	0,81

Obrázek 5.6 – Hodnoty součinitele místního odporu pro redukci průměru potrubí (z většího na menší) [53]

redukce - zúžení náhlé

d_2/d_1 [-]									
1,00	0,90	0,80	0,71	0,63	0,56	0,50	0,45	0,36	0,32
ζ_2									
0,00	0,10	0,17	0,22	0,27	0,31	0,33	0,36	0,40	0,42

Obrázek 5.9 - Hodnoty součinitele místního odporu pro redukci průměru potrubí (z většího na menší) [53]

V úseku potrubí 1 se nachází 3 kolena s úhlem 90° o hodnotě součinitele místního odporu $\xi_i = 1$ pro dimenzi potrubí DN32. Také se zde nachází redukce průměru potrubí pro připojení měřiče spotřeby chladu z DN32 na DN15 o hodnotě součinitele místního odporu $\xi_i = 0,36$.

Součtem místních odporů lze pak získat: $\sum_{i=1}^m \xi_i = 3 \cdot 1 + 0,36 = 3,36$

Dosazení do rovnice (5.9) je zjištěna tlaková ztráta místními odpory pro úsek 1:

$$\Delta p_{z1} = 3,36 \cdot \frac{(0,32 \text{ m/s})^2}{2} \cdot 999,7 \text{ kg/m}^3 = 169,61 \text{ Pa}$$

Pro úseky 1Z, 2 a 2Z platí: $\Delta p_{z1Z} = 183,74 \text{ Pa}$; $\Delta p_{z2} = 793,69 \text{ Pa}$; $\Delta p_{z2Z} = 729,66 \text{ Pa}$

5.3.3 Tlaková ztráta jednotek fan-coil

Tlaková ztráta fan-coil jednotky označuje tlakovou ztrátu lamelového výměníku tepla uvnitř chladicí jednotky, která je závislá na průtoku teplotnosné média výměníkem.

Hodnota tlakové ztráty výměníku FCU $\Delta p_{FCU} [\text{Pa}]$ je dána výrobcem. V tabulce 5.3 je uvedena tlaková ztráta výměníků tepla pro jednotky umístěné v místnosti 2.15.02.2 a 2.15.02.3 až 2.15.02.5.

Tabulka 5.3 – Tlaková ztráta výměníků tepla v jednotkách fan-coil; hodnota tl. ztráty je dána výrobcem

Označení FCU	Umístění FCU	Chladicí výkon	Průtok teplotnosného média	Tlaková ztráta výměníku
		$Q_{CH,t} [\text{kW}]$	$\dot{m} [\text{kg/h}]$	$\Delta p_{FCU} [\text{kPa}]$
FCW 42VL	2.15.02.2	2,796	399,5	16
FCW 22VL	2.15.02.3	1,766	252,3	12
FCW 22VL	2.15.02.4	1,766	252,3	12
FCW 22VL	2.15.02.5	1,766	252,3	12

5.3.4 Tlaková ztráta armatur

Tlakové ztráty použitých armatur Δp_v lze chápat jako druh vložených místních odporů do úseků potrubní sítě. Nicméně, je složité určit součinitel místního odporu ξ_i u regulačních a vyvažovacích armatur, které disponují různými nastaveními v závislosti na požadavku regulace průtoku [48].

Pro určení tlakové ztráty armatur se využívá hodnoty jmenovitého průtoku $k_v [\text{m}^3/\text{h}]$, který vyjadřuje jmenovitý průtok armaturou při jejím maximálním otevření a tlakové ztrátě $\Delta p_0 = 10^5 \text{ Pa}$ [48]. Vztah pro hodnotu k_v je dán rovnicí (5.10) [48]:

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_v}} \quad (5.10)$$

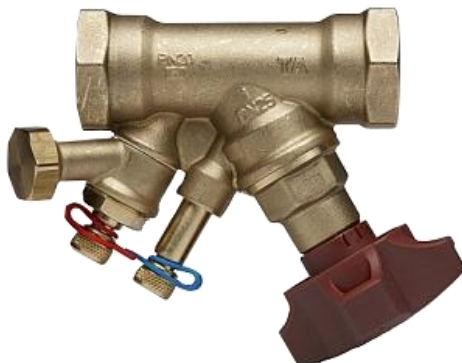
Kde:

$\dot{V} [\text{m}^3/\text{h}]$ je průtok armaturou

Pro účely regulace, vyvážení a měření spotřeby chladu jsou v každé bytové jednotce osazeny armatury, které jsou uvedeny v následujícím textu.

Vyvažovací ventil

Tato armatura se instaluje na přívod chladné vody a slouží k optimální distribuci teploty média ke spotřebiči. Otevíráním nebo přivíráním kuželky ventilu se docílí požadovaného průtoku ke spotřebiči, čímž se zajistí jeho předávání chladicího výkonu v rámci celé soustavy [48].



Obrázek 5.10 – Vyvažovací ventil STAD od značky IMI Hydronic [54]

Nastavení ventilu probíhá přes hlavici vyvažovacího ventilu, která je patrná na *obrázku 5.10* vpravo dole. V závislosti na nastavení ventilu se mění hodnota k_v . Pro případ úseku potrubí 1 bylo stanoveno nastavení vyvažovacího ventilu na hodnotu „4“²⁴ a světlost armatury DN32 za pomoci výpočetního softwaru DIMOS od společnosti Protech. Z čehož plyne k_v hodnota $k_v = 13,6 \text{ m}^3/\text{h}$.

Po vyjádření Δp_v z rovnice (5.10):

$$\Delta p_v = \frac{10^5 \text{ Pa}}{\left(\frac{13,6 \text{ m}^3/\text{h}}{1,16 \text{ m}^3/\text{h}}\right)^2} = 725 \text{ Pa}$$

Před jednotku fan-coil v místnosti 2.15.02.2 je umístěn vyvažovací ventil se světlostí DN15 a $k_v = 2,3 \text{ m}^3/\text{h}$ při nastavení ventilu „4“. Talková ztráta vyvažovacího ventilu je $\Delta p_v = 3024 \text{ Pa}$.

Měřic spotřeby chladu

Ke zjištění spotřeby chladu v jednotlivých bytových jednotkách jsou využity měřiče chladu od firmy ISTA typ Ultego III, které disponují ultrazvukovým měřením průtoku. Čidla měření teplot jsou vřazena do přívodního a vratného potrubí proti směru proudění. Odečet naměřených dat je zprostředkován pomocí rádiového signálu. Napájení je řešeno baterií [55].



Obrázek 5.11 – Ultrazvukový měřič chladu ISTA Ultego III [55]

²⁴ Poznámka – Nastavení vyvažovacích ventilů se nachází v rozsahu 0,5 (zavřeno) po 4 (otevřeno).

Hodnota k_v udávaná výrobcem pro měřič chladu s maximálním průtokem $1,5 \text{ m}^3/\text{h}$ je $k_v = 5,48 \text{ m}^3/\text{h}$ [55]. Tlaková ztráta na měřiči chladu je po vyjádření $\Delta p_v = 4465,4 \text{ Pa}$.

Regulátor tlakové difference

Slouží k udržení konstantní tlakové difference pro okruh a tím poskytuje stabilní tlakové podmínky pro regulační ventily a omezuje riziko vzniku hluku [56].

Regulátor tlakové difference je umístěn na zpětné potrubí na patě větve bytu. Hodnota k_v pro světlosti potrubí DN32 je dána výrobcem [56]: $k_v = 8,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Z čehož plyne tlaková ztráta na regulátoru tlakové difference $\Delta p_v = 1856,04 \text{ Pa}$.

Kulový kohout

Slouží k uzavření potrubí před jednotkou fan-coil a následnému odpojení jednotky ze soustavy při jejím servisu. K tomuto účelu je využit kulový kohout od značky Giacomini R910 se světlostí DN15 a hodnotě $k_v = 12,7 \text{ m}^3/\text{h}$. Výsledná tlaková ztráta na kulovém kohoutu je pak $\Delta p_v = 99,21 \text{ Pa}$.

5.3.5 Celková tlaková ztráta okruhu

Celková tlaková ztráta úseku $\Delta p_c [\text{Pa}]$ je dána součtem tlakových ztrát uvedených v textu, viz výše. Z čehož vychází rovnice (5.11), kde je uveden součet jednotlivých tlakových ztrát úseku 2:

$$\Delta p_{c2} = \Delta p_t + \Delta p_z + \Delta p_{FCU} + \sum \Delta p_v \quad (5.11)$$

Dosazením do (5.11):

$$\Delta p_{c2} = 727,94 \text{ Pa} + 793,70 + 16000 \text{ Pa} + 3024,94 \text{ Pa} = 20546,59 \text{ Pa}$$

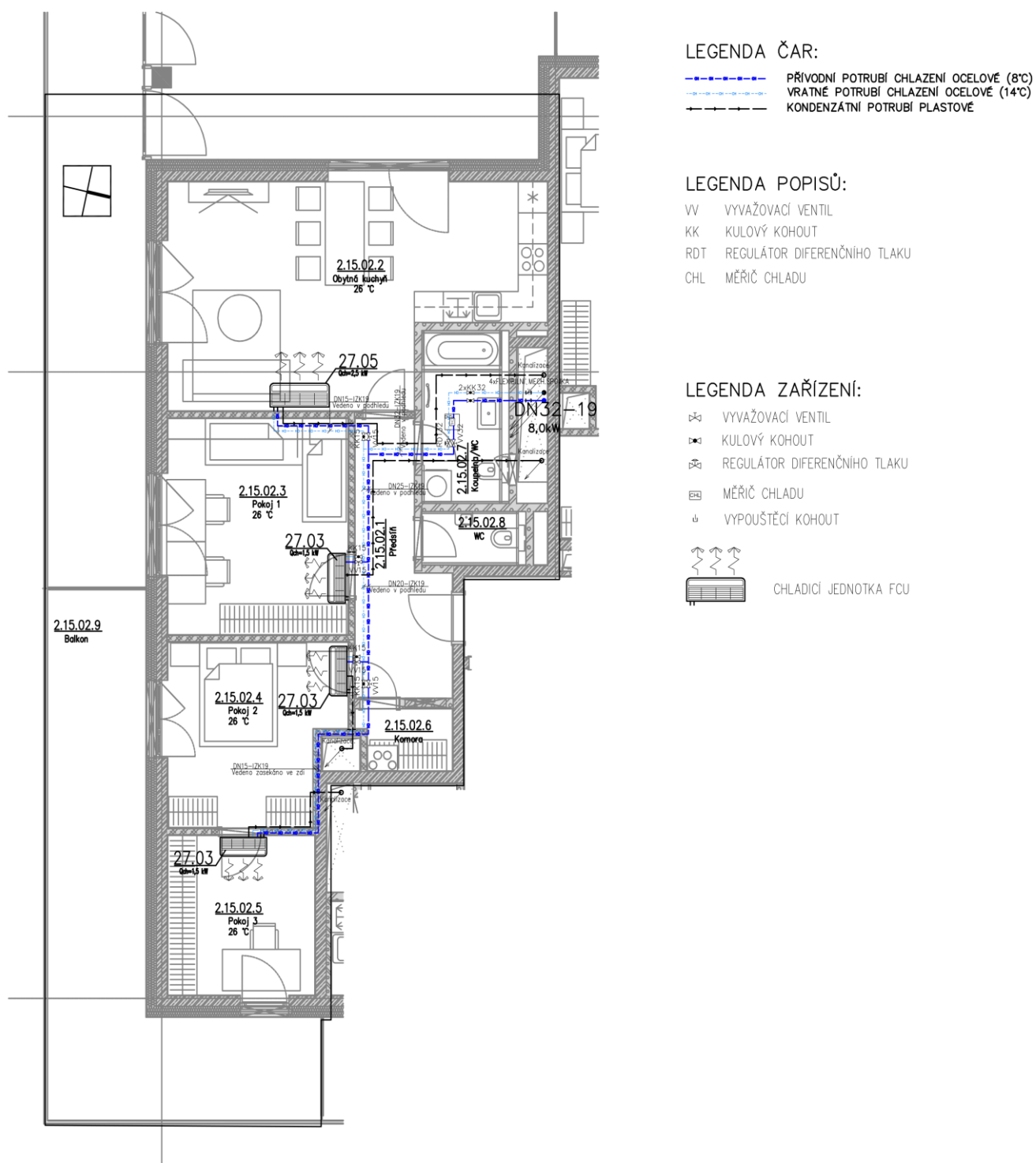
Po sečtení tlakových ztrát všech úseků tvořící okruh pro místnost 2.15.02.2 je výsledná tlaková ztráta okruhu $\Delta p_{okruh} [\text{Pa}]$ zanesena v tabulce 5.4.

Tabulka 5.4 – Výsledná tlaková ztráta okruhu přes FCU v místnosti 2.15.02.2

Okruh	Úseky	Tlaková ztráta úseku	Tlaková ztráta okruhu
		Δp_c [Pa]	Δp_{okruh} [Pa]
2.15.02.2	1	5608,08	29999,29
	1Z	2287,80	
	2	20546,59	
	2Z	1556,82	

Hodnota výsledné tlakové ztráty okruhu přes jednotku v obytné kuchyni 2.15.02.2 je ze všech okruhů v dané bytové jednotce nejvyšší. Tato hodnota je vzata jako dispoziční tlak pro celou větev bytu.

Na obrázku 5.12 je vyobrazeno zapojení FCU jednotek v bytové jednotce 2.15.02.



Obrázek 5.12 – Zapojení FCU jednotek v bytové jednotce 2.15.02

5.4 Výsledné hodnoty pro celý systém rozvodu chladu

Obdobným způsobem byly vypočítány hydraulické tlakové ztráty bytových jednotek v nižších patrech, které jsou připojeny ke stejnému stoupacímu potrubí²⁵.

Zjištěná tlaková ztráta bytu a hmotnostní průtok přes patu větve bytu pak nadále slouží k určení tlakové ztráty celého stoupacího potrubí a průtoku teplotnosného média. V *tabulce 5.5* a *5.6* jsou uvedeny tlakové ztráty a průtoky jednotlivými stoupačkami v objektu 1 a 2.

Tabulka 5.5 – Výsledné hydraulické parametry stoupacích potrubí; objekt 1

Označení stoupacího potrubí	Přenesený výkon \dot{Q}_{CH} [W]	Hmotnostní průtok \dot{m} [kg/h]	Tlaková ztráta Δp [Pa]
S1	43274	6182	82064
S2	23695	3385	60025
S3	8757	1251	40169
S4	9121	1303	36255
S5	9121	1303	36255
S6	74032	10576	54761
S7	69468	9924	48386
S8	112602	16086	67037
S9	76881	10983	65956
S10	120148	17164	90712
S11	18249	2607	45200
S12	33992	4856	93933
S13	2793	399	31232
S14	16779	2397	47184
S15 + S16	51072	7296	183891

Tabulka 5.6 - Výsledné hydraulické parametry stoupacích potrubí; objekt 2

Označení stoupacího potrubí	Přenesený výkon \dot{Q}_{CH} [W]	Hmotnostní průtok \dot{m} [kg/h]	Tlaková ztráta Δp [Pa]
S17	90076	12868	101842
S18	83300	11900	96589

Stoupací potrubí je na své patě opatřeno sekčním uzávěrem, který obsahuje vyvažovací ventil na přívodním potrubí a uzavírací klapku na zpětném potrubí. Jelikož se paty stoupacích potrubí nachází v nejnižším místě soustavy, disponují vypouštěcími kohouty pro vypuštění vodního objemu ze systému.

Jednotlivé stoupačky se odpojují z ležatého rozvodu pro objekt 1 i 2 zvlášť. Tyto ležaté rozvody mají počátek ve strojovně zdroje chladu, která bude předmětem *kapitoly 6*. Parametry tlaku a průtoku v ležatých rozvodech jsou stěžejní pro návrh oběhových čerpadel, které distribuují teplosnosné médium ke spotřebičům.

Výsledné hodnoty tlaku a průtoku pro ležaté rozvody objektu 1 a 2 jsou uvedeny v *tabulce 5.7*.

²⁵ Poznámka – Bytová jednotka 2.15.02 je připojena ke stoupacímu potrubí s označením S6, viz rozvinuté schéma zapojení chladicích jednotek O1.

Tabulka 5.7 – Průtokové a tlakové parametry ležatých rozvodů

Ležatý rozvod	Přenesený výkon \dot{Q}_{CH} [W]	Tlaková difference Δp [Pa]	Hmotnostní průtok \dot{m} [kg/h]
LR O1	626710	206265	95712
LR O2	173376	110845	24768

V přízemí objektu O2 se nachází komerční jednotka supermarketu, jejíž přípojka chladné vody je dimenzována dle požadavku budoucího provozovatele na $\Delta p = 100 \text{ kPa}$ a $\dot{V} = 8,6 \text{ m}^3/\text{h}$.

6 Zdroj chladu

Předmětem této kapitoly je návrh hlavních komponentů, které zajišťují funkci chladicí soustavy pro případ komplexu budov řešené v diplomové práci. Obsahem kapitoly bude popis funkce absorpčního chlazení, které je uvažovaným zdrojem chladu. Dále pak bude rozebrána hydraulika soustavy umístěné ve strojovně chlazení a návrh oběhových čerpadel a zabezpečovacích zařízení.

Grafická reprezentace, která slouží jako výkresová dokumentace technologie chlazení je provedena ve 3D softwaru DDS-CAD. Prostorové modely jsou výhodné z hlediska prostorových koordinací a také z nich plyne ucelený systém informací, který je využit v tzv. informačním modelu budovy²⁶.

6.1 Dodávka chladu

Dálková distribuce chladu, která má svůj základ v absorpčních chladicích jednotkách se v současné době uplatňuje spíše v zahraničí než na území České republiky.

Dálkové zásobování chladem je využitelné zejména v urbanizovaných oblastech velkých měst, ve kterých je vybudována infrastruktura teplotrenských sítí [57]. Z pohledu realizace dálkového zásobování chladem lze tyto systémy rozdělit na dva druhy [58]:

- **Centralizovaný systém:** Tato varianta využívá jeden centrální zdroj chladu, který pokrývá spotřebu chladu pro určitou část města s předávacími výměňikovými stanicemi uvnitř budov. Z výměňikových stanic je již zajištěn rozvod ke spotřebičům uvnitř těchto objektů, obdobně jako v případě centrálního zásobování teplem. K tomuto systému distribuce chladu je nutné vybudování samostatného systému potrubní sítě, která je výhradně použita na rozvod chladné vody od zdroje. Pro dodržení teplotních parametrů chladné vody je nutná dostatečná izolace potrubí.
- **Decentralizovaný systém:** Pro tento systém je charakteristická aplikace absorpčních chladicích jednotek pro každý stavební objekt. Tato varianta má výhodu ve využití stávající infrastruktury centrálního zásobování teplem²⁷. Vzhledem k tomu, že každá budova disponuje vlastním zdrojem chladu, je nutné zajistit dostatečný prostor pro instalaci nutného zázemí strojovny. Z tohoto důvodu je decentralizovaný systém vhodný pro větší stavební objekty, například pro administrativní nebo bytové budovy.

V případě projektu popisovaného v diplomové práci je využita decentralizovaná absorpční chladicí jednotka umístěná v technickém zázemí objektu O2. V případě města Brna je historicky instalována síť CZT, která se v létě potýká s nízkým využitím potenciálu vyrobené horké vody. Tento projekt v sobě tedy zahrnuje možné využití vyrobené horké vody, která se uplatňuje v procesu desorpce, viz navazující text.

Z pohledu probíhající změny klimatu se využití dálkového zásobování chladem jeví jako ekologická varianta oproti konvenčním chladicím systémům [58]. To vyplývá z nižší energetické náročnosti absorpčních jednotek, ale také ve využití druhotných zdrojů energie pro přípravu horké vody, kterým je spalování komunálního odpadu.

²⁶ Informační model budovy – Z anglického Building Information Modelling, zkráceně BIM. Využití tohoto přístupu usnadňuje výměnu informací v rámci procesu návrhu projektu, výstavby a používání budovy [98].

²⁷ Dále již zkráceně CZT.

6.2 Absorpční chladicí jednotka

Jak již bylo uvedeno dříve, hlavním zdrojem chladné vody dodávané ke koncovým spotřebičům v podobě fan-coil jednotek je jednostupňová absorpční chladicí jednotka od značky York s modelovým označením YHAU CL – 200EXE, jejíž grafická reprezentace je na *obrázku 6.1*.

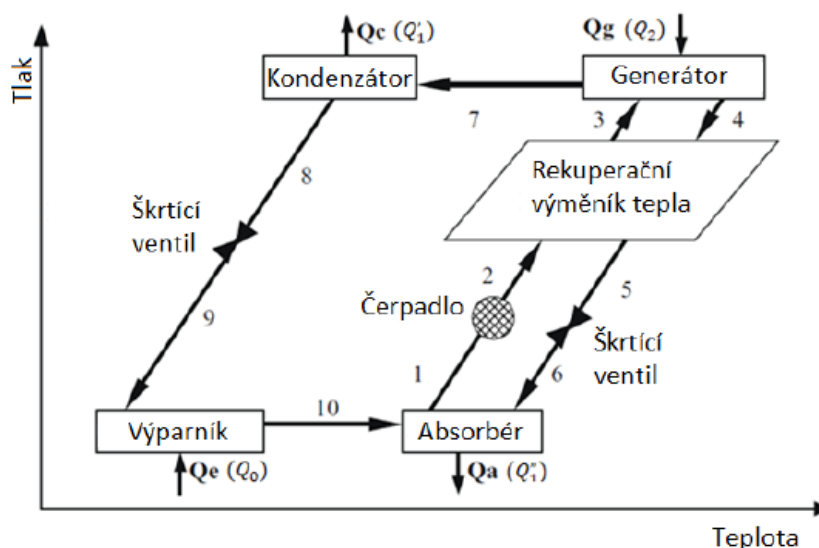


Obrázek 6.1 – Absorpční chladicí jednotka York YHAU CL – 200EXE [59]

Princip funkce absorpčního chlazení lze rozepsat do několika kroků [60], [61]:

- Teplo odváděné z chlazených prostor bytových jednotek \dot{Q}_e je odnímáno ve výměníku tepla (výparníku) uvnitř jednotky, kde dochází k odpařování pracovního média (chladiwa) za nízkého tlaku.
- Páry chladiva jsou následně v absorbérů zachyceny částicemi absorbentu za vzniku směsi (bohatého roztoku). Při tomto procesu se v absorbérů uvolňuje absorpční teplo \dot{Q}_a , které je potřeba odvádět, aby se roztok nacházel ve stavu, kdy je schopný pohlcovat další páry chladiva.
- Bohatý roztok je čerpadlem dopraven do prostoru desorbérů (generátorů), čímž se zvyšuje tlak.
- V generátorů dochází k přívodu horké vody trubkami výměníku tepla a dodání tepla \dot{Q}_g , čímž dochází k varu bohatého roztoku a následnému oddělení chladiva od absorbentu.
- Chladivo odchází do kondenzátorů a absorbent se přes škrťací ventil vrací zpět do absorbérů.
- Teplo sloužící k ohřevu generátorů je rovno energii, která je nutná k chodu celého cyklu a je hlavním vstupem energie.
- Chladivu je na povrchu kondenzátorů odebráno kondenzační teplo \dot{Q}_c , kapalná a je přiváděno do výparníku přes škrťací ventil, kde je chladivo snížena teplota a tlak.
- Chladivo je dovedeno k výparníku, kde se cyklus uzavírá.

Tento cyklus je zakreslen na *obrázku 6.2* v souřadnicích p-t v Dühringově diagramu



Obrázek 6.2 – Chladicí cyklus jednostupňové absorpční jednotky pracující s dvojicí chladivo/absorbent $H_2O/LiBr$ [62]

Čerpadlo v chladicím cyklu slouží k dopravě bohatého roztoku z absorbérů do generátoru je v případě absorpčního chlazení potřeba jen z důvodu převodu bohatého roztoku z nižší na vyšší tlakovou hladinu a k cirkulaci absorbentu a chladiva v oběhu. Z tohoto důvodu je výkon čerpadla velice nízký v porovnání s celkovou dodanou energií do celého systému. Běžně výkon čerpadla tvoří 5 % z celkové dodané energie do oběhu absorpčního chlazení. Na rozdíl od kompresorového chlazení, kde je veškerá energie nutná pro přečerpávání tepla do oběhu dodávána výhradně do kompresoru [61].

Rekuperační výměník se v cyklu uplatňuje k přenosu tepla z chudého roztoku (vracejícího se do absorbérů) do bohatého roztoku proudícího do generátoru. Aplikace rekuperačního výměníku zvyšuje účinnost celého oběhu, jelikož snižuje potřebu odvodu tepla v absorbérů a zároveň potřebu přívodu tepla do generátoru [62].

6.2.1 Využívané pracovní dvojice chladivo/absorbent

V praxi se lze setkat se dvěma druhy dvojic chladivo/absorbent [61]:

- **NH_3/H_2O** – Je dvojice, kde chladivem je amoniak NH_3 a absorbentem voda H_2O . Hlavní výhodou použití absorpčních jednotek využívající tuto pracovní dvojici, je dosažení záporných teplot. Nevýhodou je toxicita amoniaku a také tvorba zásaditého hydroxidu amonného NH_4OH reakcí NH_3 s H_2O . NH_4OH je korozivní činitel napadající kovové povrchy vnitřních struktur jednotky.
- **$H_2O/LiBr$** – Tuto dvojici, kde je použita voda jako chladivo a jako absorbent bromid lithný $LiBr$ využívá značná většina absorpčních jednotek. Bromid lithný je bílá krystalická látka, ke které má vodní pára vysokou afinitu při nízkých teplotách a naopak nízkou afinitu při teplotách vyšších [62]. $LiBr$ a H_2O jsou netoxické a nehořlavé látky, jejich únik neohrožuje obsluhu zařízení. Bromid lithný v kontaktu se vzduchem dokáže způsobovat korozi kovových materiálů, tudíž je nutné zamezit zavzdušnění jednotky. Nejzávažnějším problémem spojeným s použitím $LiBr$ je jeho krystalizace, která může způsobit selhání funkce jednotky, z tohoto důvodu se přidávají aditiva, zabráňující krystalizaci [62]. Absorpční zařízení, která pracují s dvojicí $H_2O/LiBr$ nejsou schopny podkročit teplotu $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, jelikož voda má teplotu tuhnutí právě $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Zvolená chladicí absorpční jednotka YHAU CL – 200EXE pracuje právě s dvojicí chladivo/absorbent, kterou je $H_2O/LiBr$.

6.2.2 Parametry absorpční chladicí jednotky

Parametry absorpční chladicí jednotky dané výrobcem jsou uvedeny v *tabulce 6.1* [59]:

Tabulka 6.1 – Parametry jednostupňového absorpčního chladiče YHAU CL – 200EXE [59]

Označení jednotky	Pracovní dvojice	Chladicí výkon	Připojení k el. síti	Chladicí faktor
YHAU CL – 200EXE	$H_2O/LiBr$	550 kW	3-400V/50Hz	$COP [-]$ 0,74
Výparník		Absorbér/Kondenzátor		
Chladivo	Voda	Pracovní médium	Etylenglykol 30 %	
Objem chladiva	$V_{výp} [m^3]$ 0,2	Objem pracovního média	$V_{eg} [m^3]$ 0,51	
Teplota vstupující teplosné látky ze systému	$t_{w2} [^{\circ}C]$ 14	Teplota vstupujícího etylenglykolu	$t_{eg1} [^{\circ}C]$ 30	
Teplota vstupující teplosné látky do systému	$t_{w1} [^{\circ}C]$ 8	Teplota vystupujícího etylenglykolu	$t_{eg2} [^{\circ}C]$ 35	
Průtok chladiva	$\dot{V}_{výp} [m^3/h]$ 78,8	Průtok etylenglykolu	$\dot{V}_{eg} [m^3/h]$ 238,4	
Tlaková ztráta výparníku	$\Delta p [kPa]$ 109	Přenesený výkon	$\dot{Q}_c [kW]$ 1293	
Generátor				
Zdroj tepla	Horká voda			
Objem vody	$V_g [m^3]$ 0,47			
Teplota vody na vstupu	$t_{g1} [^{\circ}C]$ 80			
Teplota vody na výstupu	$t_{g2} [^{\circ}C]$ 75			
Průtok horké vody	$\dot{V}_g [m^3/h]$ 131,1			
Tlaková ztráta generátoru	$\Delta p [kPa]$ 56			
Výkon pro proces desorpce	$\dot{Q}_g [kW]$ 743,2			

Účinnost absorpčních chladicích oběhů vyjadřuje veličina s názvem $COP^{28} [-]$. Výkonové číslo u absorpčního chladicího oběhu vyjadřuje poměr vyrobeného chladu ve výparníku a tepla dodaného vysokoteplotním zdrojem generátoru. COP je dáno rovnicí (6.1) [63]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (6.1)$$

²⁸ COP – Z anglického Coefficient of Performance, v češtině uváděné také jako výkonové číslo [63].

Kde:

\dot{Q}_e [kW] je teplo odebrané teplotonosnému médiu z objektu na výparníku

\dot{Q}_g [kW] je teplo dodané na proces desorpce v generátoru

Dosažením do rovnice (6.1):

$$COP = \frac{550 \text{ kW}}{743,2 \text{ kW}} = 0,74$$

Obecně lze říci, že jednostupňové absorpční jednotky pracující s dvojicí H_2O a $LiBr$ dosahují hodnoty $COP = 0,7$. Vyšší hodnoty COP lze dosáhnout aplikací dvoustupňových absorpčních jednotek, jejichž výkonové číslo dosahuje hodnot okolo 1,2 [63].

Dle výsledů dosažených návrhem fan-coil chladicích jednotek uvnitř stavebních objektů 1 a 2, je chladicí výkon absorpční jednotky poddimenzován, jelikož je uvažováno se současností provozu $c = 0,6$. Vychází se z předpokladu, že všechny chladicí jednotky fan-coil nebudou fungovat současně, ale maximálně 60 % z nich. Při stoprocentní kompenzaci tepelné zátěže vnitřních prostor a současném chodu všech vnitřních jednotek fan-coil by byla navržená absorpční jednotka příliš investičně nákladná.

6.3 Chladicí věž

Chladicí věž je v cyklu absorpčního chlazení využita pro odvod tepelné energie \dot{Q}_c z kondenzátoru, kde dochází ke kondenzaci chladiva (vodní páry). Chladicí věž taktéž slouží k odvodu absorpčního tepla \dot{Q}_a z oblasti absorberu při absorpci chladiva do absorbentu, jelikož při dochlazování absorberu dochází k intenzivnější absorpci molekul vody do bromidu lithného [64].

Chladicí věž s modelovým označením Super Combo JQ4C 2A90.5 je umístěna na střeše objektu 2.

Hybridní chladicí věž podobná věži uvažované v systému je vyobrazena na *obrázku 6.3* [65].



Obrázek 6.3 – Hybridní chladicí věž [65]

Parametry chladicí věže jsou uvedeny v *tabulce 6.2*:

Tabulka 6.2 – Parametry chladicí věže Super Combo JQ4C 2A90.5 [59]

Modelové označení: Super Combo JQ4C 2A90.5			
Chladicí výkon věže	$\dot{Q}_{CH,v} [kW]$ 1290	Průtok vzduchu věži	$\dot{V}_v [m^3/h]$ 352263
Teplota vstupujícího etylenglykolu	$t_{eg} [^{\circ}C]$ 35	Teplota vystupujícího etylenglykolu	$t_{eg} [^{\circ}C]$ 30
Průtok etylenglykolu	$\dot{V}_{eg} [m^3/h]$ 238,4	Tlaková ztráta výměníku	$\Delta p_{v\check{e}\check{z}} [kPa]$ 98,8
Počet ventilátorů	$n_{vent} [-]$ 20	Hladina akustického tlaku v místě zdroje	$L_p [dB(A)]$ 85

Uvažovaná chladicí věž pracuje na kombinovaném principu suchého a mokrého chlazení. Ochlazování proudícího etylenglykolu uvnitř trubek výměníku probíhá za pomoci proudícího okolního vzduchu konvekci, ale také je zde využito skrápění trubek výměníku vodou a následného adiabatického odpařování [66]. To má ve výsledku pozitivní vliv na vyšší intenzitu přestupu tepla a rychlejší ochlazování etylenglykolu.

Z *tabulky 6.2* je možno vyčíst, že hladina akustického tlaku L_p dosahuje v místě zdroje hodnoty 85 dB. Dle nařízení vlády ČR č. 272/2011 Sb., o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací, je limitní hodnotou hladiny akustického tlaku v chráněném venkovním prostoru staveb 70 dB [67].

Z tohoto důvodu je nutná instalace protihlukové stěny kolem chladicí věže na střeše objektu. Protihluková stěna je vyhotovena z materiálu, který disponuje funkcí pohlcování akustického vlnění.

6.4 Volné chlazení

Volné chlazení nebo také nazýváno free cooling je metoda využívání nízkých venkovních teplot pro dochlazování chladné vody bez nutnosti použití strojního chlazení. Při tomto druhu chlazení fungují pouze ventilátory, které nasávají vzduch skrz lamelový výměník s nemrznoucí kapalinou (etylenglykolem), ta své teplo odevzdává do vzduchu a tím se ochlazuje [68].

Pro volné chlazení je využita chladicí věž na střeše objektu 2, ve které dochází k ochlazování proudícího etylenglykolu vlivem nucené konvekce okolním vzduchem o nízké teplotě. Ochlazenému etylenglykolu je pak v rekuperačním deskovém protiproudém výměníku předáno teplo protékající vodou, které se sníží teplota. Podoba tepelného výměníku je uvedena *obrázku 6.4* [69].

Využití volného chlazení v sobě nese jisté provozní úspory, avšak investiční náklady jsou k pořizovací ceně výměníku navýšeny.

Parametry deskového výměníku jsou uvedeny v *tabulce 6.3*.



Obrázek 6.4 – Deskový výměník pro volné chlazení [69]

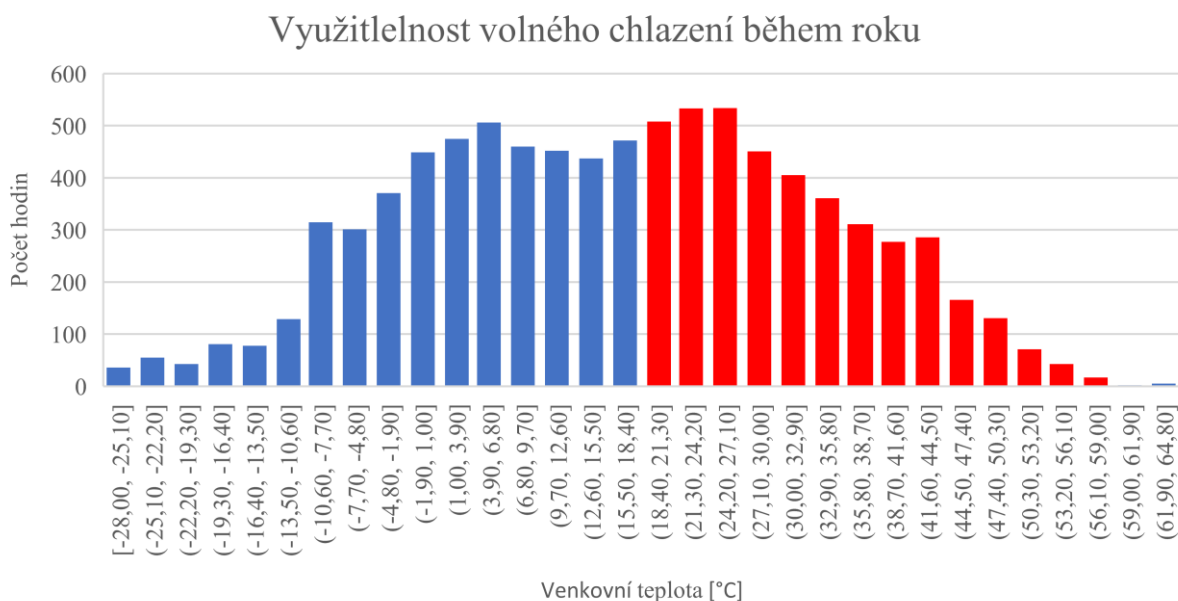
Tabulka 6.3 – Parametry rekuperačního deskového výměníku Alfa Laval

Deskový rekuperační výměník – Alfa Laval			
Výkon deskového rekuperačního výměníku		$\dot{Q}_{freecooling}$ [kW]	929,6
Voda		Etylenglykol 30 %	
Hustota	ρ [kg/m ³] 998,10	Hustota	ρ [kg/m ³] 1046,20
Měrná tepelná kapacita	c_p [kJ/kg · K] 4,19	Měrná tepelná kapacita	c_p [J/kg · K] 3,72
Průtok vody	\dot{V} [m ³ /h] 160,0	Průtok etylenglykolu	\dot{V} [m ³ /h] 213,40
Teplota na vstupu	t_1 [°C] 20	Teplota na vstupu	t_1 [°C] 13
Teplota na výstupu	t_2 [°C] 15	Teplota na výstupu	t_2 [°C] 17
Talková ztráta	Δp [kPa] 42,3	Talková ztráta	Δp [kPa] 49,0

Výkon deskového výměníku bude řízen pomocí trojcestného ventilu (pozice 2.2, viz *Schéma zdroje chladu*), který bude řízen dle žádané teploty na sekundární straně za výměníkem. Dále bude ventil zabezpečovat havarijní funkci proti zamrznutí sekundárního systému s vodní náplní.

Tento režim bude fungovat od teploty 10°C a nižší, nicméně je třeba počítat s vyšší teplotou na sekundární straně tedy spád 15/20°C, kde tímto spádem bude ovlivněn výkon koncových spotřebičů, nicméně se předpokládají vzhledem k nižší teplotě venkovního vzduchu, nižší tepelné zisky a tedy i nižší návrhový výkon koncových spotřebičů. Využití volného chlazení je tedy hlavně využitelné v přechodných obdobích, například na podzim nebo na jaře.

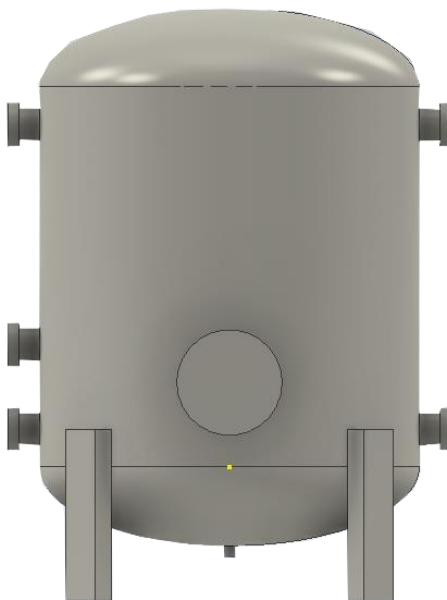
Na *obrázku 6.5* je v modré oblasti znázorněn počet hodin v roce, kdy je možnost využití volného chlazení, která činí 4660 hodin v roce. Četnost teplot byla získána z klimatických údajů pro obec Kuchařovice, okres Znojmo, pomocí simulace v softwaru TRNSYS 16.



Obrázek 6.5 – Využitelnost volného chlazení (modrá oblast grafu) během roku zjištěna simulací v softwaru TRNSYS 16

6.5 Akumulace chladné vody

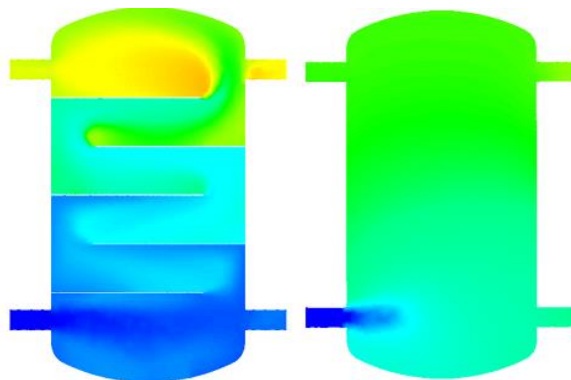
Ochlazenou vodu z absorpční jednotky nebo z deskového rekuperačního výměníku volného chlazení je nutné akumulovat pro případ pozdějšího využití. K tomuto účelu je navržena tlaková akumulací nádrž o celkovém objemu $V_{AN} = 5743$ l. Nádrž je izolována parotěsnou kaučukovou izolací o tloušťce 19 mm.



Obrázek 6.6 – Akumulační nádoba na chladnou vodu

Akumulační nádrž je navržena s řízeným teplotním vrstvením vody, v praxi označovaným jako stratifikace [70]. Stratifikací akumulací nádrže je dosaženo oddělení vrstvy vody dodávané do objektů o teplotě $t_{w1} = 8$ °C ve spodní části zásobníku kvůli vyšší hustotě. Vratná voda z objektů $t_{w2} = 14$ °C je soustředěna v horní části.

Realizace teplotního vrstvení vody v zásobníku je řešena navařenými plechy ve vnitřním objemu. Na *obrázku 6.7* je vyobrazeno porovnání stratifikované (vlevo) a nestratifikované (vpravo) nádrže jako výsledek CFD simulace [71].



Obrázek 6.7 – Porovnání rozvrstvení teplot vody uvnitř stratifikovaného (vlevo) a nestratifikovaného (vpravo) zásobníku chladné vody [71]

Bez akumulací nádoby by docházelo k častému spínání zdroje chladu, které má negativní vliv na životnost tohoto zařízení a také dopad ekonomičnost celého provozu.

6.6 Dimenzování hydraulických okruhů

Provedení hydraulických výpočtů jednotlivých okruhů, která zajišťují funkci absorpčního chlazení slouží pro dimenzování oběhových čerpadel, které distribuují pracovní média.

Pro účely hydraulického výpočtu byla soustava zdroje chlazení rozdělena na několik samostatných hydraulických okruhů:

- Hydraulický okruh horkovodní přípojky
- Hydraulický okruh zdroje chladu a akumulární nádrže
- Hydraulický okruh výměníku tepla volného chlazení a akumulární nádrže
- Hydraulický okruh hybridní chladicí věže a výměníku tepla volného chlazení

Výpočet tlakových ztrát hydraulických okruhů je proveden obdobným způsobem, který byl popsán v kapitole 5. Z tohoto důvodu jsou v následujícím textu uvedeny souhrnné výsledky tlakových ztrát těchto hydraulických okruhů.

Použité armatury v systému zdroje chladu jsou uvedeny společně s jejich hodnotami jmenovitého průtoku k_{vs} [m^3/h] výkresu *Schéma zdroje chladu*.

Přepočet tlakové ztráty okruhu Δp_c [Pa] na dopravní výšku oběhového čerpadla H [m] je provedena podle vztahu daného rovnicí (6.2) [48]:

$$H = \frac{\Delta p_c}{g \cdot \rho} \quad (6.2)$$

Kde:

g [m/s^2] je tíhové zrychlení

6.6.1 Hydraulický okruh horkovodní přípojky

Z hlediska materiálu, ze kterého je horkovodní přípojka generátoru absorpční jednotky zhotovena, se jedná o ocelové potrubí o vnitřním průměru 150 mm. Potrubí je opatřeno tepelnou izolací z minerální vaty o tloušťce 80 mm. Z důvodu vysoké hodnoty pracovního tlaku, kterou disponuje přípojka CZT je potrubí a armatury v něm vsazené dimenzováno na hodnotu jmenovitého tlaku PN 25. V tabulce 6.4 jsou uvedeny výsledné tlakové ztráty hydraulického okruhu horkovodní přípojky.

Tabulka 6.4 – Tabulka výsledných tlakových ztrát pro hydraulický okruh horkovodní přípojky

Hydraulický okruh horkovodní přípojky							
Teplota na vstupu	Teplota na výstupu	Objemový tok	Tlaková ztráta třením	Tlaková ztráta místními odpory	Tlaková ztráta generátoru	Tlaková ztráta armatur	Celková tlaková ztráta
t_1 [$^{\circ}C$]	t_2 [$^{\circ}C$]	\dot{V}_g [m^3/h]	Δp_t [Pa]	Δp_z [Pa]	Δp_g [Pa]	$\Sigma \Delta p_v$ [Pa]	Δp_c [Pa]
80	75	131,1	12614,5	12409,6	56000	146581	227605

Důležitým prvkem hydraulického okruhu horkovodní přípojky jsou dva dvojcestné regulační ventily, které jsou označeny pozicí 3.1 a 3.2. Tyto ventily realizují omezení průtoku (dodávaného tepla) do absorpční chladicí jednotky, čímž může být dosaženo změny výkonu chladicí jednotky. Jedná se o ventily s rovnoprocentní charakteristikou [48], jejichž autorita²⁹ $P_V [-]$ byla stanovena na $P_V = 0,33$.

Informace o celkové tlakové ztrátě Δp_c a objemovém průtoku \dot{V}_g horkovodní přípojky je podstatná pro dodavatele systému CZT, který z vypočtených tlakových a průtokových parametrů ověří, zda je vybudovaná infrastruktura schopna pokrýt požadavky absorpční chladicí jednotky.

6.6.2 Hydraulický okruh zdroje chladu a akumulční nádrže

Jedná se o hydraulický okruh ochlazované vody ve výparníku zdroje chladu, která je poté přivedena do akumulční nádrže.

V *tabulce 6.5* jsou uvedeny výsledné tlakové ztráty tohoto okruhu:

Tabulka 6.5 - Tabulka výsledných tlakových ztrát pro hydraulický okruh zdroje chladu a akumulční nádrže

Hydraulický okruh zdroje chladu a akumulční nádrže							
Teplota na vstupu	Teplota na výstupu	Objemový tok	Tlaková ztráta třením	Tlaková ztráta místními odpory	Tlaková ztráta výparníku	Tlaková ztráta armatur	Celková tlaková ztráta
t_1 [°C]	t_2 [°C]	$\dot{V}_{výp}$ [m ³ /h]	Δp_t [Pa]	Δp_z [Pa]	$\Delta p_{výp}$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_v$ [Pa]	Δp_c [Pa]
14	8	78,7	8236,6	7127,4	109000	10179	150357,8

Výsledná tlaková ztráta hydraulického okruhu uvedená v *tabulce 6.5* je při převedení na dopravní výšku čerpadla H [m] rovna: $H = 15$ m. Oběhové čerpadlo sloužící k cirkulaci ochlazené vody z absorpčního zdroje chladu do akumulční nádrže je předimenzováno na dopravní výšku $H = 18$ m, z čehož vycházejí vstupní parametry pro dimenzování čerpadla, viz údaje v *tabulce 6.6*. V rámci projektové dokumentace se jedná o oběhové suchoběžné čerpadlo s pozičním číslem 2.6 od firmy Grundfos, model NBE 100-250/245 EUP AF2ABQQE.

Tabulka 6.6 - Parametry pro návrh oběhového čerpadla 2.6

Parametry pro návrh oběhového čerpadla 2.6		
Objemový tok	Celková tlaková ztráta	Dopravní výška čerpadla
$\dot{V}_{výp}$ [m ³ /h]	Δp_c [Pa]	H [m]
78,7	150357,8	18

Na *obrázku 6.8* je vyobrazeno oběhové čerpadlo Grundfos NBE 100-250/245 EUP AF2ABQQE, jehož charakteristika byla zjištěna z návrhového softwaru na internetových stránkách výrobce [72], viz *příloha P3*.

²⁹ Autorita ventilu $P_V [-]$ udává regulační schopnosti ventilu a je dána jako poměr tlakové ztráty ventilu při maximálním průtoku ku dispozičnímu tlaku při zcela uzavřeném ventilu [48].



Obrázek 6.8 – Oběhové čerpadlo v okruhu absorpčního zdroje chladu a akumulční nádrže Grundfos NBE 100-250/245 EUP AF2ABQQE [73]

6.6.3 Hydraulický okruh výměníku tepla volného chlazení a akumulční nádrže

Při režimu volného chlazení je ochlazená voda z deskového výměníku dopravena do akumulční nádrže za pomoci oběhového čerpadla, které je dimenzováno dle průtokových parametrů a tlakových ztrát okruhu uvedených v tabulce 6.7.

Tabulka 6.7 - Tabulka výsledných tlakových ztrát pro hydraulický okruh výměníku tepla volného chlazení a akumulční nádrže

Hydraulický okruh výměníku tepla volného chlazení a akumulční nádrže							
Teplota na vstupu	Teplota na výstupu	Objemový tok	Tlaková ztráta třením	Tlaková ztráta místními odpory	Tlaková ztráta výměníku volného chlazení	Tlaková ztráta armatur	Celková tlaková ztráta
t_1 [°C]	t_2 [°C]	$\dot{V}_{freecooling}$ [m ³ /h]	Δp_t [Pa]	Δp_z [Pa]	$\Delta p_{freecooling}$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_v$ [Pa]	Δp_c [Pa]
20	15	160,2	19972,3	63300,5	42300	40167	165740,3

Dimenzované oběhové čerpadlo má číslo pozice 2.9, které bylo předdimenzováno s ohledem na dopravní výšku na hodnotu $H = 20$ m. Parametry pro selekci oběhového čerpadla jsou uvedeny v tabulce 6.8.

Tabulka 6.8 - Parametry pro návrh oběhového čerpadla 2.9

Parametry pro návrh oběhového čerpadla 2.9		
Objemový tok	Celková tlaková ztráta	Dopravní výška čerpadla
$\dot{V}_{freecooling}$ [m ³ /h]	Δp_c [Pa]	H [m]
160,2	165740,3	20

Selektované oběhové čerpadlo pro okruh mezi výměníkem tepla volného chlazení a akumulční nádrží je obdobně jako v předchozím případě od firmy Grundfos, model NBE 100-315/279 AF2ABQQE, který se od předchozího čerpadla odlišuje svou charakteristikou [72], viz příloha P3.

6.6.4 Hydraulický okruh hybridní chladicí věže a výměníku tepla volného chlazení

Tento hydraulický okruh zajišťuje oběh 30% etylenglykolu mezi hybridní chladicí věží a absorpčním zdrojem chladu, při jehož provozu je nutné odvést absorpční teplo \dot{Q}_a produkované absorpcí vodní páry do *LiBr*. Taktéž je potřebné odvést teplo kondenzační \dot{Q}_c , které se uvolňuje při kondenzaci par chladiva v prostoru kondenzátoru.

Při režimu volného chlazení dochází ke snížení teploty etylenglykolu v chladicí věži ze vstupní teploty $t_1 = 17\text{ °C}$ na teplotu na výstupu $t_2 = 13\text{ °C}$ pro jmenovité parametry volného chlazení. Etylenglykol je ze své podstaty nemrznoucí kapalina, která při koncentraci 30 % (hmotnostní) ve vodě disponuje teplotou tuhnutí $t_t = -15\text{ °C}$ [74]. Nízká hodnota teploty tuhnutí etylenglykolu předchází zamrznání potrubí uvnitř výměníku chladicí věže při nízkých venkovních teplotách.

Vlastnosti etylenglykolu o koncentraci 30 hmotnostních % při teplotě $t = 20\text{ °C}$ jsou zaneseny do *tabulky 6.9* [75]:

Tabulka 6.9 – Fyzikální vlastnosti etylenglykolu při teplotě 20 °C [75]

Hustota $\rho\text{ [kg/m}^3\text{]}$	Kinematická viskozita $\nu\text{ [m}^2\text{/s]}$	Měrná tepelná kapacita $c_p\text{ [J/(kg} \cdot \text{K)]}$
1045	$2,1 \cdot 10^{-6}$	3960

Provedené hydraulické výpočty okruhu a výsledné hodnoty tlakových ztrát a průtoku jsou zaneseny do *tabulky 6.10*:

Tabulka 6.10 - Tabulka výsledných tlakových ztrát pro hydraulický okruh hybridní chladicí věže a výměníku tepla volného chlazení

Hydraulický okruh hybridní chladicí věže a výměníku tepla volného chlazení								
Teplota na vstupu	Teplota na výstupu	Objemový tok	Tlaková ztráta třením	Tlaková ztráta místními odpory	Tlaková ztráta výměníku volného chlazení	Tlaková ztráta chladicí věže	Tlaková ztráta armatur	Celková tlaková ztráta
t_1 [°C]	t_2 [°C]	$\dot{V}_{freecooling}$ [m ³ /h]	Δp_t [Pa]	Δp_z [Pa]	$\Delta p_{freecooling}$ [Pa]	$\Delta p_{v\check{e}\check{z}}$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_v$ [Pa]	Δp_c [Pa]
13	17	238,2	20795,2	41223,1	49000	98800	300008	509826,9

Pro optimální funkci volného chlazení je nutné zajistit relativně vysoký průtok teplotonosného média (etylenglykolu), aby ve výměníku volného chlazení docházelo k přenosu tepla z chlazené vody při nízkém rozdílu teplot vstupujícího etylenglykolu 17 °C a teplotě vystupující ochlazené vody 15 °C.

Pro zajištění oběhu etylenglykolu v systému je nutný výběr oběhových čerpadel, které vycházejí z průtokových a tlakových parametrů uvedených v *tabulce 6.11*.

Tabulka 6.11 - Parametry pro návrh oběhových čerpadel etylenglykolu 2.4

Parametry pro návrh oběhového čerpadla 2.4		
Objemový tok	Celková tlaková ztráta	Dopravní výška čerpadla
$\dot{V}_{freecooling} [m^3/h]$	$\Delta p_c [Pa]$	$H [m]$
238,2	509826,9	51

Na pozici 2.4 zajišťující oběh etylenglykolu v hydraulickém okruhu byla selektována dvojice vertikálních čerpadel od společnosti Grundfos, model: CR 125-2 A-F-A-E-HQQE, která jsou vyobrazena na *obrázku 6.9* [76]. Jejich charakteristika [72] je uvedena v *příloze P3*.

Při paralelním provozu čerpadel se zjišťuje společná charakteristika čerpadel součtem objemových toků $\dot{V} [m^3/h]$ při stejné hodnotě měrné energie $Y [J/kg]$. Výsledný objemový průtok čerpadel je pak větší o hodnotu $\Delta \dot{V} [m^3/h]$. Tento způsob provozování čerpadel je výhodný u hydraulických okruhů, kde dochází k vysokým objemovým průtokům [48].



Obrázek 6.9 – Oběhové čerpadlo CR 125-2 A-F-A-E-HQQE [76]

6.6.5 Hydraulické okruhy sekundárního okruhu chladné vody do objektu

Výsledky uvedené na konci *kapitoly 5* slouží pro dimenzování oběhových čerpadel dopravujících chladnou vodu ke koncovým fan-coil jednotkám uvnitř klimatizovaných prostor.

Pro hydraulický okruh dopravující ochlazenou vodu do objektu O1, O2 a nájemní komerční prostor platí parametry uvedené v *tabulce 6.12*:

Tabulka 6.12 – Parametry pro návrh oběhových čerpadel 5.1, 5.2, 5.3

Hydraulický okruh	Číslo pozice čerpadla	Objemový tok	Celková tlaková ztráta	Dopravní výška čerpadla
		$\dot{V} [m^3/h]$	$\Delta p_c [Pa]$	$H [m]$
Objekt O1	5.1	94,6	206265	21
Objekt O2	5.2	24,8	110845	12
Komerce	5.3	8,6	100000	10

Všechna selektovaná oběhová čerpadla jsou produkty firmy Grundfos. Jako oběhové čerpadlo distribuující chladnou vodu do objektu O1 bylo zvoleno suchoběžné čerpadlo NB 80-250/247 AF2ABQQE, viz *obrázek 6.10* [77]. Pro dopravu chladné vody do objektu O2 je vybráno suchoběžné čerpadlo TPE3 80-150 S-A-F-A-BQQE-HDB, viz *obrázek 6.11* [78]. Do komerční nájemní jednotky v přízemí objektu O2 bylo zvoleno mokroběžné oběhové čerpadlo MAGNA3 40-180 F, viz *obrázek 6.12* [79]. Charakteristiky uvedených čerpadel jsou uvedeny v *příloze P3*.



Obrázek 6.10 – Oběhové čerpadlo 5.1 NB 80-250/247 AF2ABQQE [77]



Obrázek 6.11 – Oběhové čerpadlo 5.2 TPE3 80-150 S-A-F-A-BQQE-HDB [78]



Obrázek 6.12 – Oběhové čerpadlo 5.3 MAGNA3 40-180 F [79]

6.7 Expanzní a pojistná zařízení

Expanzní a pojistná zařízení mají za úkol ochránit chladicí soustavu a prvky v ní situované před náhlými změnami tlaku, kdy by mohlo dojít k poškození tlakově náchylných součástí [48].

6.7.1 Expanzní zařízení

Při provozu chladicí soustavy dochází vlivem teplotní roztažnosti ke zvětšování objemu ochlazené vody přiváděné do objektu.

Tento jev vede k nárůstu tlaku v soustavě, což může nenávratně poškodit její součásti. Aby k tomuto jevu nedošlo, zařazuje se do soustavy expanzní nádoba, která zajišťuje možnost expanze zvětšeného objemu vody, aniž by byla narušena funkce soustavy [48].

Pro větší chladicí nebo otopné soustavy je výhodnější použití expanzních automatů z hlediska nižších rozměrů oproti standartním expanzním nádobám. Navržený expanzní automat pro udržení tlaku v chladicím systému pracuje na principu využití čerpadel. Při zvýšení teploty dochází ke zvýšení tlaku v potrubní soustavě, čímž dochází k otevření ventilu a odebrání expandující vody do nádrže, při snížení tlaku v soustavě dochází k opětovnému přečerpání vody do systému [80].

Expanzní automat v sobě zároveň kombinuje cyklonové odplynování vody, což ústí v absenci mechanických odvzdušňovacích ventilů do objektu [80].

Návrh expanzního automatu byl proveden v mobilní aplikaci IMI HyTools dle parametrů sekundárního okruhu soustavy, které jsou uvedeny v *tabulce 6.13*.

Tabulka 6.13 – Parametry pro dimenzování expanzního automatu

Teplota na přívodu	$t_{w1} [^{\circ}\text{C}]$ 8	Objem vody v soustavě	$V_v [m^3]$ 16
Teplota na zpátečce	$t_{w2} [^{\circ}\text{C}]$ 14	Instalovaný výkon	$\dot{Q}_{CH} [kW]$ 800
Statická výška vodního sloupce	$H_{st} [m]$ 55	Tlak otevírání pojistného ventilu	$p_{ot} [bar]$ 8

Pro účely odplynování chlazené vody do chladicího systému komplexu budov a pro zajištění funkce expanzní nádoby byl vybrán expanzní automat od firmy IMI TV 10.1 E společně s expanzní nádrží TU 300, viz *obrázek 6.13* [80].



Obrázek 6.13 – Expanzní automat IMI TV 10.1 E (vlevo) a expanzní nádoba TU 300 (vpravo) [80]

6.7.2 Pojistný ventil

Pojistné ventily slouží k ochraně komponentů chladicí soustavy proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku $p_{h,dov} [Pa]$. Při riziku překročení limitní hodnoty přetlaku dojde k otevření pojistného ventilu a část teplotnosného vyteče, čímž dojde ke snížení tlaku v potrubí [81].

Pro ukázkový výpočet je uveden návrh pojistného ventilu umístěného v hydraulickém okruhu mezi absorpčním zdrojem chladu a akumulací nádrží. Výrobce absorpční jednotky uvádí hodnotu nejvyššího konstrukčního přetlaku $p_k = 10 \text{ bar}$. Z bezpečnostních důvodů je zvolená hodnota přetlaku, při kterém dochází k otevření pojistného ventilu je nastavena na $p_{ot} = 8 \text{ bar}$, což při převedení činí $p_{ot} = 800 \text{ kPa}$.

Pro návrh pojistného ventilu je nutné určit dimenzi pojistného potrubí $d_v [mm]$ dle vztahu (6.3) [82]:

$$d_v = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{P_p} \quad (6.3)$$

Kde:

P_p [kW] je pojistný výkon

Hodnota pojistného výkonu P_p [kW] je dána vztahem (6.4) [82]:

$$P_p = \dot{Q}_{CH} \quad (6.4)$$

Hodnota pojistného výkonu daná vztahem (6.4) odpovídá chladicímu výkonu absorpční jednotky, tj. $P_p = 550 \text{ kW}$.

Dosazením do vztahu (6.3):

$$d_v = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{550 \text{ kW}} = 24,07 \text{ mm}$$

Minimální průměr pojistného potrubí $d_v = 24,07 \text{ mm}$ odpovídá dimenzi potrubí DN 25.

Pro výběr konkrétního pojistného ventilu je nutná znalost minimálního průřezu sedla S_0 [mm²] daného vztahem (6.5) [82]:

$$S_0 = \frac{2 \cdot \dot{m}_p}{\alpha_w \cdot \sqrt{p_{ot}}} \quad (6.5)$$

Kde:

\dot{m}_p	[kg/h]	je pojistný hmotnostní tok; $\dot{m}_p = P_p \cdot A$, kde $A = 1$
α_w	[–]	je výtokový součinitel pojistného ventilu
p_{ot}	[kPa]	je otevírací tlak pojistného ventilu

Dosazením do vztahu (6.5) je získán minimální průřez sedla pojistného ventilu S_0 [mm²]

$$S_0 = \frac{2 \cdot 550 \text{ kg/h}}{0,684 \cdot \sqrt{800}} = 56,85 \text{ mm}^2$$

Pojistný ventil je vybírán z produktové řady modelů PV KB společnosti IVAR CS [83]. Zvoleným pojistným membránovým ventilem je IVAR.PV KB 1“ x 5/4“ s průtočným průřezem 380 mm² a hodnotou výtokového součinitele $\alpha_w = 0,684$.

Ostatní pojistné ventily v systému jsou navrženy obdobným způsobem. Úkap od pojistných ventilů vodních hydraulických okruhů je sveden do kanalizace. Úkap od pojistných ventilů situovaných v hydraulickém okruhu hybridní chladicí věže a výměníku tepla volného chlazení je sveden do záchytných nádob, aby nedocházelo k vypouštění etylenglykolu do kanalizačního systému.

6.8 Úprava vody

Úprava vody slouží v systému chladicí soustavy ke změkčování technologické vody.

Zařízení se skládá ze dvou tlakových nádob změkčovače, opatřených jedním elektronickým ovládacím ventilem pro automatický provoz. Příslušenstvím je nádrž na rozpouštění regenerační soli, která je umístěna vedle změkčovače [84].

Odstraňování iontů vápníku a hořčíku se provádí na filtračním loži tvořeném změkčovací pryskyřicí – silně kyselým katexem v Na⁺ formě, náhradou za ionty sodíku, které nevytváří vodní kámen [84].

Pro účely změkčování vody byla vybrána úpravna vody AZD415 od firmy AQUA Product, viz *obrázek 6.14* [84].



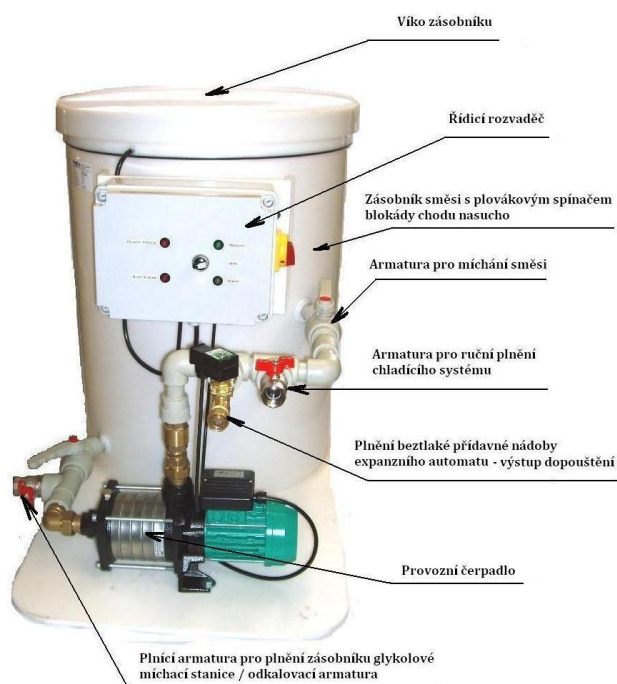
Obrázek 6.14 – Duplexní automatický změkčovač vody AZD415 [84]

Hlavním odběrem upravené vody ze změkčovacího filtru je příslušenství hybridní chladicí věže, které zajišťuje skrápění lamel tepelného výměníku chladicí věže.

6.9 Doplnění etylenglykolu

Pro doplňování etylenglykolu do hydraulického okruhu chladicí věže je určena stanice GL55/200 [85] od firmy AQUA Product, viz *obrázek 6.15*.

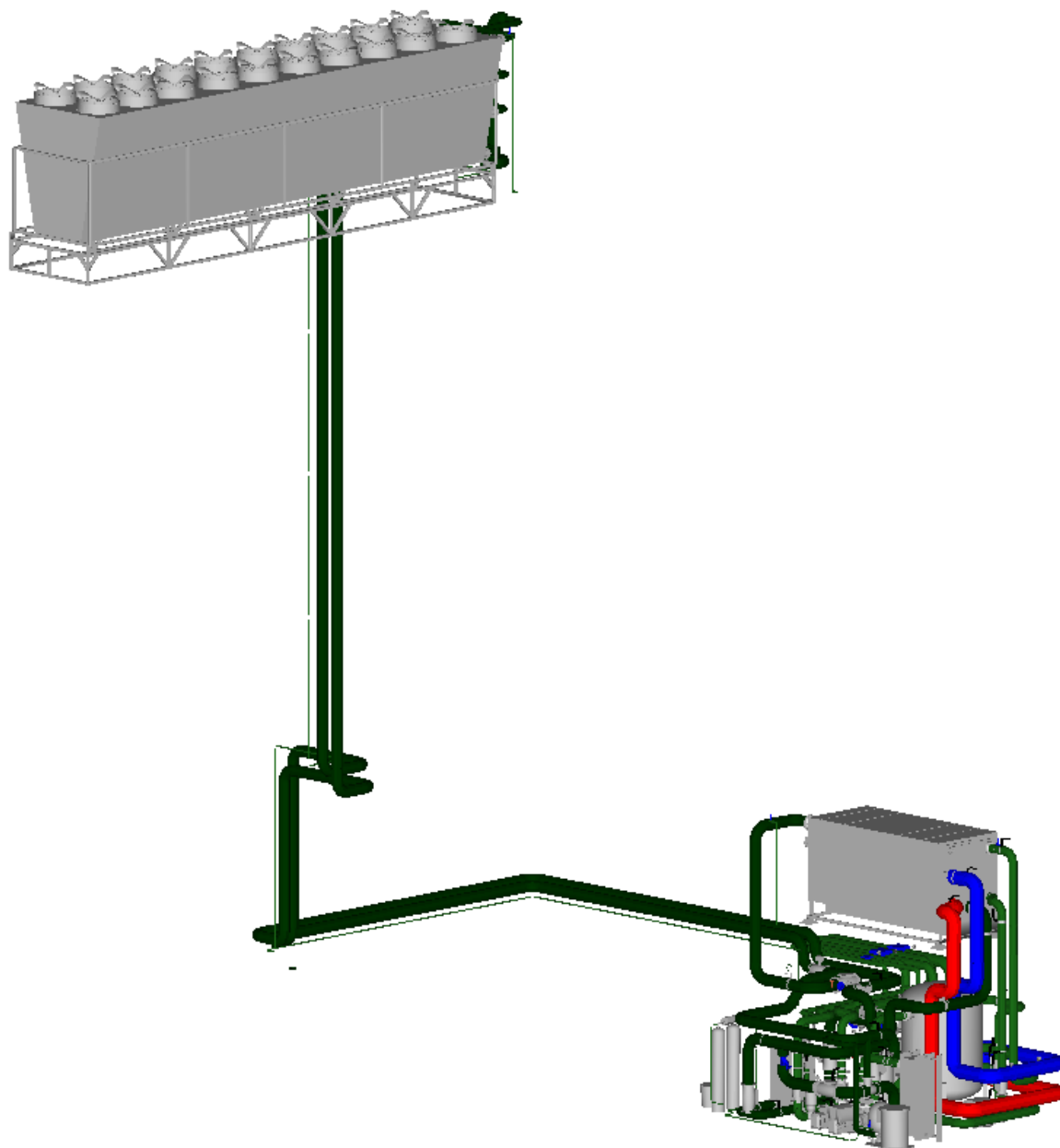
Dopouštění do systému se může pomocí stanice provádět v ručním režimu nebo automaticky, pokud je napojeno na expanzní automat nebo automatické doplňovací zařízení. Stanice je umístěna na podložní desce. Tvoří ji plastová kruhová nádrž, míchací a podávací nerezové čerpadlo, regulační a uzavírací prvky. Stanice je standardně vybavena solenoidovým ventilem a je určena pro instalaci do okruhů, které jsou řízeny nadřazeným systémem, jenž sám není vybaven solenoidovým ventilem [85].



Obrázek 6.15 – Zásobovací stanice GL 55/200 společně s popisem hlavních komponentů [85]

6.10 Grafická reprezentace technologie zdroje chlazení

Jako podklad výkresové dokumentace zdroje chlazení slouží prostorový model zachycující uspořádání jednotlivých funkčních prvků soustavy, viz *obrázek 6.16*.



Obrázek 6.16 – Prostorový model technologie chlazení

7 Zhodnocení

Předpokládaný nárůst teplot spojený s probíhající klimatickou změnou s sebou nese zvýšení tepelných zisků do vnitřních prostor a s tím spojené vyšší požadavky na chladicí systém, zejména pro stavby v centru větších měst.

Nicméně z výsledků výpočtu tepelné zátěže vzorového bytu v kapitole 4 v nejvyšším patře 2.15.02 je patrné, že majoritní podíl na celkové tepelné zátěži má sluneční radiace skrze prosklené plochy uvnitř obvodových konstrukcí (z 54 %, viz *obrázek 4.3*) v případě použití vnitřních lamelových žaluzií, které jsou v řešeném objektu navrženy.

Jelikož v průběhu 21. století není predikován nárůst intenzity dopadajícího slunečního záření, budou tepelné zisky do vnitřních prostor ovlivněny teplotou venkovního vzduchu, jehož maximální průměrné hodnoty jsou predikovány na 37 °C v roce 2050. Tepelné zisky ovlivněné teplotou venkovního vzduchu, mezi které patří tepelné zisky prostupem a tepelné zisky větracím vzduchem, budou navýšeny o pouhých 11 % oproti roku 2021. Z tohoto ohledu je řešený komplex budov připraven na predikovanou změnu klimatu díky svým masivním železobetonovým obvodovým stěnám izolovaným 200 mm vrstvou minerální vaty. Mezi dodatečné úpravy obvodových konstrukcí, které mohou být provedeny, je instalace extenzivní vegetační střechy, která je popsána v kapitole 4. Snížení tepelných zisků střechou při využití vegetačních střech dosahuje hodnot kolem 60 %. Aplikace vegetačních střech snižuje projevy městského tepelného ostrova v blízkosti budovy. Aplikace vegetační střechy na řešený objekt je avšak velmi náročná investičně ale i provozně, jelikož na střeše objektu se nachází chladicí věž, která je součástí technologie chlazení. Vlhkost odpařující se z povrchu zeminy a rostlin vede ke zvyšování relativní vlhkosti v okolí hybridního chladiče. Vysoká relativní vlhkost vzduchu vede ke snížení potenciálu free coolingu prostřednictvím adiabatického ochlazování, které je využíváno při funkci chladicí věže. Z tohoto důvodu je aplikace vegetační střechy nevhodná.

Další možností pasivních opatření pro snížení tepelných zisků do interiéru je dodatečná instalace stínící techniky, zejména předokenních žaluzií a slunolamů sloužící k redukci tepelné zátěže sluneční radiací. Z hlediska eliminace tepelných zisků slunečním zářením se jeví nejlépe kombinace všech prvků stínící techniky, která prakticky eliminuje tepelné zisky dopadající sluneční radiací (dojde ke snížení tepelné zátěže sluneční radiací o 89 %, viz *obrázek 4.6*). Avšak toto opatření v sobě nese omezení přístupu denního světla. Volba instalace stínící techniky je tedy závislá na rozhodnutí investora, ale jako vhodná dle výsledků výpočtu se jeví instalace venkovních žaluzií, neboť zátěž se pak sníží o přibližně 85 % a jedná se pouze o jeden systém.

Koncovými spotřebiči chladicího systému jsou vodou chlazené jednotky fan-coil pracující s teplotním spádem 8/14 °C. Výkon chladicích jednotek je dán otáčkami ventilátoru zabudovaného uvnitř jednotky. Chladicí výkon fan-coil jednotek je předimenzován nad rámec tepelné zátěže chlazených prostor. Kdy do místnosti 2.15.02.2 je instalována chladicí jednotka s výkonem 2,5 kW citelného tepla při nejnižším stupni otáček ventilátoru. Ve srovnání s tepelnou zátěží místnosti v roce 2021, která činí 1,7 kW a tepelnou zátěž v roce 2050, která činí 1,9 kW je navržena chladicí jednotka schopna chladit místnost i na nižší teplotu než je stanoveno ve výpočtu tepelné zátěže dle normy ČSN 73 0548, tj. na 26 °C. Z čehož vyplývá, že chladicí systém disponuje dostatečně velkým výkonem na pokrytí tepelné zátěže i do budoucna. Nadbytečný chladicí výkon může být taktéž využit ke chlazení místností, ve kterých není umístěna chladicí jednotka, například chodby bytů.

Ve větších bytových jednotkách jako je byt 2.15.02 je instalována větrací vzduchotechnická jednotka, která disponuje rekuperačním výměníkem tepla. Tyto větrací jednotky s rekuperačním výměníkem tepla pouze redukuje tepelnou ztrátu větráním v zimních měsících, tudíž jimi nelze snižovat tepelnou zátěž klimatizovaných prostor. Z tohoto důvodu je chlazení a větrání rozděleno do samostatných systémů.

Volený zdroj chladu lze považovat za reakci na predikovanou změnu klimatu, jelikož se jedná o výrobu chladu z tepla podle principu absorpčního chlazení popsaného v kapitole 6. Chlazení budov v hustě zastavěných částech měst pomocí absorpčních jednotek je v zahraničí hojně praktikováno. Využití absorpčního chlazení s sebou přináší určité ekologické benefity oproti konvenčnímu chlazení pomocí kompresorových cyklů. Velkou výhodou použitého absorpčního chlazení je využití horké vody ze stávajícího rozvodu CZT města Brna, které je v letních měsících zásobováno provozem spalovny komunálního odpadu, čímž jsou využity druhotné zdroje energie. Absorpční cyklus pracuje s netoxickými látkami, mezi které patří voda a $LiBr$ při jejichž úniku nedochází k ohrožení obsluhy ani životního prostředí. Absorpční jednotky vykazují dlouhou životnost, která se pohybuje mezi 25 až 30 lety. Z hlediska chladicího výkonu zdroje byla zvolena absorpční jednotka s nižším výkonem než je instalován do objektu. Tento fakt vychází ze zvolené současnosti provozu chladicích fan-coil jednotek. Hodnota současnosti je volena na maximální využití 60 % všech jednotek fan-coil pracujících zároveň, jelikož v rozsáhlejších budovách dochází k tepelné zátěži klimatizovaných prostor v různých denních hodinách odlišně v závislosti na orientaci bytů vůči světovým stranám.

Jako pomocný zdroj chladu je uvažováno využití volného chlazení, které je popsáno v kapitole 6. Pro optimální funkci volného chlazení zprostředkovaného funkcí hybridního chladiče na střeše objektu je nutná nízká teplota venkovního vzduchu společně s nízkou relativní vlhkostí vzduchu. Jak bylo popsáno v kapitole 6, volné chlazení je využitelné v přechodových ročních obdobích. Dle predikcí změny klimatu do poloviny 21. století bude docházet k čím dál menším srážkovým úhrnům během roku, což vede k umocnění potenciálu chodu free coolingu. Instalací systému volného chlazení dojde k úspoře nákladů na provoz absorpčního chladiče. Nevýhodu volného chlazení jsou vyšší hodnoty teploty ochlazené vody na výstupu z výměníku tepla, která je pro navržený systém 15 °C oproti teplotě vody dodávané do objektu vyrobené v absorpční chladicí jednotce s hodnotou 8 °C.

Řešený objekt s navrženými neprůsvitnými, průsvitnými konstrukcemi a uvažovaným systémem chlazení lze považovat za adekvátně připravený pro nastávající změnu klimatu. Limitem je již pouze životnost technického zařízení systému chlazení.

8 Závěr

Úvodní kapitola diplomové práce je věnována rešerši činitelů ovlivňující klima na Zemi, mezi které patří zejména vliv skleníkového efektu, jehož projev se s neustále rostoucí lidskou populací a hospodářskou činností zesiluje. Ústředním motivem úvodní kapitoly je stanovení predikovaných změn klimatu pro oblast jižní Moravy, do které spadá město Brno v němž je plánovaná výstavba objektu řešeného v této práci. Informace pro provedení rešerše byly čerpány z aktuálních dat regionálních klimatických modelů podle „přechodného scénáře“ budoucího vývoje emisí CO_2 zpracovaných do roku 2050. V úvodní kapitole je také zpracována problematika městského tepelného ostrova, kam centrum města Brna spadá. Výsledná maximální průměrná teplota v nejteplejším měsíci se do poloviny 21. století zvýší ze současných 32 °C na 37 °C dle predikcí. Hodnoty maximálních průměrných teplot nadále slouží pro stanovení tepelné zátěže chlazených prostor objektu.

Součástí následující kapitoly je analýza řešeného objektu, jehož výstavba je naplánována v městské části Brno-Střed společně s uvedením vzorové bytové jednotky umístěné v nejvyšším patře pod střechou, na které jsou aplikovány výpočty v dalších kapitolách práce. V kapitole jsou uvedeny informace o tepelně technických parametrech použitých konstrukcí a oken použitých ve vzorovém bytě.

Následuje stanovení tepelné zátěže modelového bytu dle metodiky popsané normou ČSN 73 0548 pro pokoje, kde je uvažováno chlazení, tj. Obytná kuchyň (2.15.02.2); Pokoj 1 (2.15.02.3); Pokoj 2 (2.15.02.4) a Pokoj 3 (2.15.02.5). Tepelná zátěž je stanovena pro den s nejvyššími teplotami zisky dle normy (21. červen) po jednotlivých hodinách v průběhu dne. Do výpočtu tepelné zátěže klimatizovaných prostor byla dosazena předpokládaný nejvyšší venkovní teplota pro roky 2021, 2030, 2040 a 2050. Tepelná zátěž bytu se v důsledku změny klimatu zvýší o 11 % do poloviny 21. století. Majoritní podíl na tepelné zátěži klimatizovaných prostor zaujímá tepelná zátěž od sluneční radiace skrze prosklené plochy. Tyto tepelné zisky lze eliminovat použitím dodatečných předokenních žaluzií a slunolamů, avšak jako investičně nejrozsudnější se jeví pouze instalace předokenních žaluzií. Při použití kombinace stínící techniky dochází prakticky k eliminaci tepelných zisků sluneční radiací (snížení tepelných zisků o 90 % v porovnání s variantou bez stínění). V kapitole je popsáno potenciální využití vegetační střechy, které snižují tepelné zisky prostupem střechou o 60 % a také snižují projev tepelného městského ostrova.

V následující kapitole jsou shrnuty možnosti chlazení obytných prostor. Navržené koncové spotřebiče ochlazující prostory obytných prostor jsou chladicí jednotky fan-coil od firmy Aermec převážně v nástěnné variantě FCW do prostoru bytů a do prostoru nájemních komerčních jednotek jsou navrženy kazetové jednotky FCL. Teplonosným médiem chladicího systému je voda o teplotním spádu 8/14 °C. Dále je spočteno množství kondenzátu vzniklého zkapalněním vzdušné vlhkosti na výměníku chladicích jednotek za pomoci programu Vlhký vzduch 3.0. Následuje výpočet tlakových ztrát hydraulických okruhů přes jednotlivé chladicí jednotky. Z výsledků tlakových ztrát se vychází pro stanovení zaregulování spotřebičů, které je zprostředkováno vyvažovacími ventily IMI STAD. Výkresová dokumentace zapojení chladicích jednotek fan-coil v objektu O1 a O2 je uvedena v příloze.

Kapitola 6 se zabývá zdrojem chladu, kde je vysvětlen jeho princip. Uvažovaným zdrojem chladu je jednostupňová absorpční chladicí jednotka YHAU CL – 200EXE od společnosti York s chladicím výkonem 550 kW využívající pracovní dvojici chladivo/absorbent vodu a *LiBr*. Jedná se o první instalaci absorpčního chlazení pro bytové budovy na území města Brna. Horká voda pro proces desorpce v chladicím oběhu je dodána z horkovodní přípojky CZT. Do systému je zapojen tepelný výměník volného chlazení od společnosti Alfa Laval, který je napojen na chladicí věž umístěné na střeše objektu. Využitelnost volného chlazení v průběhu roku byl zjištěn simulací v softwaru TRNSYS 16. Pro akumulaci chladné vody slouží nádrž o objemu 5743 l, která disponuje stratifikací, která zabraňuje v promíchávání vrstev chladné vody uvnitř nádrže. Na základě hydraulických výpočtů byly dimenzovány oběhová čerpadla od firmy Grundfos distribuující chladnou vodu do objektů a také teplotonosná média do jednotlivých částí systému zdroje chladu pro zajištění správné funkce. Taktéž byl proveden návrh zabezpečovacích prvků soustavy chlazení pomocí pojistných ventilů od společnosti IVAR a expanzního automatu od firmy IMI.

V poslední části práce je uvedeno shrnutí navržených opatření a funkce chladicího systému na pokrytí tepelné zátěže objektu. Celkový přístup k návrhu chladicího systému bral v úvahu co nejnižší dopad na životní prostředí a adaptování na probíhající změnu klimatu.

9 Seznam použitých zdrojů

- [1] Klima, klimatický systém, klimatické modely. *Kfa.mff.cuni.cz* [online]. Praha: Katedra fyziky atmosféry MFF UK., 2012 [cit. 2021-02-21]. Dostupné z: <https://kfa.mff.cuni.cz/?p=57>
- [2] CÍLEK, Václav. Milankovičovy cykly: Astronomické teorie klimatických změn. *Vesmir.cz* [online]. Praha: Vesmír, s. r. o., 1995 [cit. 2021-02-21]. Dostupné z: <https://vesmir.cz/cz/casopis/archiv-casopisu/1995/cislo-9/milankovicovy-cykly.html>
- [3] ZAMOUŘIL, Jakub. Co víme o změně klimatu: Žádná alternativní teorie nedokáže současné oteplení vysvětlit. *Www.czechsight.cz* [online]. Praha: CZECHSIGHT s.r.o., 2020 [cit. 2021-02-21]. Dostupné z: <https://www.czechsight.cz/co-vime-o-zmene-klimatu-zadna-alternativni-teorie-nedokaze-soucasne-otepleni-vysvetlit/>
- [4] What Is the Sun's Role in Climate Change?. In: *Climate.nasa.gov* [online]. Kalifornie: NASA, 2019 [cit. 2021-02-21]. Dostupné z: <https://climate.nasa.gov/blog/2910/what-is-the-suns-role-in-climate-change/>
- [5] Záření a albedo. *Www.chmi.cz* [online]. Praha: University Corporation for Atmospheric Research, 2010 [cit. 2021-02-21]. Dostupné z: https://www.chmi.cz/files/portal/docs/poboc/CB/snowmelt/navmenu.php_tab_1_page_4.1.0.htm
- [6] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Globální oteplování Země*. 1. Brno: VUTIUM, 2008. ISBN 978-80-214-3498-1.
- [7] Skleníkové plyny: emise podle zemí a odvětví (infografika). *Www.europarl.europa.eu* [online]. Brusel: European Parliament, 2018 [cit. 2021-02-22]. Dostupné z: <https://www.europarl.europa.eu/news/cs/headlines/society/20180301STO98928/skleni-kove-plyny-emise-podle-zemi-a-odvetvi-infografika>
- [8] KUKLIŠ, Libor. Koncentrace skleníkových plynů v atmosféře. *Https://magazin.gnosis.cz/* [online]. Praha: Magazín Gnosis, 2021 [cit. 2021-02-22]. Dostupné z: <https://magazin.gnosis.cz/koncentrace-sklenikovych-plynu/>
- [9] Emise CO2 zaznamenaly za posledních 20 let strmý nárůst. *Euractiv.cz* [online]. Praha: EURACTIV.cz, 2011 [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://euractiv.cz/section/klima-a-zivotni-prostredi/news/svetove-emise-co2-zaznamenaly-za-poslednich-20-let-strmy-narust-009170/>
- [10] Největšími znečišťovateli jsou Čína, USA a EU jako celek. *Www.biom.cz* [online]. Praha: CZ Biom - České sdružení pro biomasu, 2019 [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://biom.cz/cz/zpravy-z-tisku/nejvetsimi-znecistovateli-jsou-cina-usa-a-eu-jako-celek>

- [11] REICHL, Jaroslav a Martin VŠETIČKA. Skleníkový jev. *Http://fyzika.jreichl.com/* [online]. Praha: Encyklopedie fyziky, 2006 [cit. 2021-02-22]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/987-sklenikovy-jev>
- [12] BALÁŠ, Marek a Hugo ŠEN. Negativní vlivy energetického využití biomasy - emise. *Odborný seminář* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2006, **2006**(1), 1-6 [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://eu.fme.vutbr.cz/file/Sbornik-EnBio/2006/05%20-%20Balas.pdf>
- [13] Obsah tepla v oceánech stále roste. *Www.meteocentrum.cz* [online]. Praha: meteocentrum.cz, 2020 [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <https://www.meteocentrum.cz/aktuality/meteorologie-klima/20011300/obsah-tepla-v-oceanech-stale-roste>
- [14] TRNKA, Miroslav, Zdeněk ŽALUD, Petr HLAVINKA a Lenka BARTOŠOVÁ. Doposud pozorované změny v atmosféře a biosféře. *Klimatická změna*. Brno: Czech Globe, 2015, **2015**(1), 1-27.
- [15] LINDSEY, Rebecca. Climate Change: Global Sea Level. *Www.climate.gov* [online]. Washington, USA: climate.gov, 2021 [cit. 2021-03-04]. Dostupné z: <https://www.climate.gov/news-features/understanding-climate/climate-change-global-sea-level>
- [16] *Human Health* [online]. Cambridge, UK: IPCC, 2007 [cit. 2021-03-08]. Dostupné z: <https://www.ipcc.ch/report/ar4/wg2/human-health/>
- [17] TRNKA, Miroslav, Zdeněk ŽALUD, Petr HLAVINKA a Lenka BARTOŠOVÁ. Modelování klimatického systému. *Klimatická změna*. 2015, **2015**(1), 1-10.
- [18] Úvod do metodiky. *Www.klimatickazmena.cz* [online]. Brno: Czech Globe, 2021 [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.klimatickazmena.cz/cs/metodika/uvod-do-metodiky/>
- [19] Strategie přizpůsobení se změně klimatu v podmínkách ČR. *Www.mzp.cz* [online]. Praha: Ministerstvo životního prostředí, 2015 [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/zmena_klimatu_adaptacni_strategie
- [20] Průměrná roční teplota v ČR. In: *Faktaoklimatu.cz* [online]. Praha: Otevřená data o klimatu, z. ú, 2021 [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: <https://faktaoklimatu.cz/infografiky/teplota-cr>
- [21] Vlny veder. *Www.klimaweb.cz* [online]. Praha: Ústav fyziky atmosféry AV ČR, 2021 [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: <http://www.klimaweb.cz/vlny-veder>
- [22] Klimatické změny přinesou do ČR vedra a sucho. Adaptovat na nové podmínky lze i budovy. *Ekolist.cz* [online]. Praha: BEZK, 2015 [cit. 2021-03-08]. Dostupné z: <https://ekolist.cz/cz/zpravodajstvi/zpravy/klimaticke-zmeny-prinesou-do-cr-vedra-a-sucho-adaptovat-na-nove-podminky-lze-i-budovy>

- [23] Průměrná maximální teplota vzduchu nejteplejšího měsíce. In: *Www.klimatickazmena.cz* [online]. Brno: Czech Globe, 2021 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.klimatickazmena.cz/cs/?l=39&m=185&f=3&e=b>
- [24] Počet tropických dní, Brno. *Www.klimatickazmena.cz* [online]. Brno: Czech Globe, 2021 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.klimatickazmena.cz/cs/casovara/?graph=8>
- [25] *Městský tepelný ostrov*. Praha: Centrum environmentálních studií, o.s., 2017, .
- [26] LETECKÉ SNÍMKOVÁNÍ A TEPLITNÍ MAPY. In: *Urbanadapt.cz* [online]. Brno: Czech Globe, 2015 [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://urbanadapt.cz/cs/letecke-snimkovani-teplotni-mapy>
- [27] *Zásady pro rozvoj adaptací na změnu klimatu ve městě Brně: s využitím ekosystémově založených přístupů: Východiska pro zpracování Strategie pro Brno 2050*. In: . Brno: Ústav výzkumu globální změny AV ČR, 2016, ročník 2016, číslo 1.
- [28] ČSN 73 0540-1: *Tepelná ochrana budov - Část 1: Terminologie*. 1. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- [29] ČSN 73 0540-3: *Část 3: Návrhové hodnoty veličin*. 1. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- [30] ČSN 73 0540-2: *Tepelná ochrana budov - Část 2: Požadavky*. 1. Praha: Český normalizační institut, 2011.
- [31] ČSN 73 0548: *Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů*. 1. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1985.
- [32] Deklinace Slunce v průběhu desetiletí. *Www.odbornecasopisy.cz* [online]. Praha: FCC Public s.r.o., 2012 [cit. 2021-03-31]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/svetlo/clanek/deklinace-slunce-v-prubehu-desetileti--568>
- [33] PAŘENICA, Milan. *Studie snížení tepelné zátěže rodinného domu při použití stínících prvků*. Praha, 2017.
- [34] MATHAUSEROVÁ, Zuzana. Hygienické požadavky na vnitřní prostředí staveb. *Vetrani.tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2013 [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/9595-hygienicke-pozadavky-na-vnitri-prostredi-staveb>
- [35] *Hodnoty stínícího součinitele F_c pro základní skupiny stínících prvků*. Praha, 2015. Dostupné také z: https://www.svst.cz/images/dokumenty/stz_stinici_soucinitel_finalni.pdf

- [36] FUNKCE A PŮSOBNÍ ZELENYCH STŘECH. *Www.zelenestrechy.info* [online]. Brno: Svaz zakládání a údržby zeleně, 2020 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <https://www.zelenestrechy.info/funkce-a-pusobeni-zelenych-strech>
- [37] POŽADAVKY NA KONSTRUKCI STŘEŠNÍHO PLÁŠTĚ. *Www.zelenestrechy.info* [online]. Brno: Svaz zakládání a údržby zeleně, 2020 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <https://www.zelenestrechy.info/pozadavky-na-konstrukci-stresniho-plaste>
- [38] Zelené střechy a střešní zahrady. In: *Www.plzen-zahradnictvi.cz* [online]. Plzeň: Západočeská zahradnická s.r.o., 2021 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <https://www.plzen-zahradnictvi.cz/zelena-strecha/>
- [39] ROZDĚLENÍ ZELENYCH STŘECH. *Www.zelenestrechy.info* [online]. Brno: Svaz zakládání a údržby zeleně, 2020 [cit. 2021-04-11]. Dostupné z: <https://www.zelenestrechy.info/rozdeleni-zelenych-strech>
- [40] Proč je dobré ozelenit střechu. *Www.isover.cz* [online]. Praha: Saint-Gobain Construction Products CZ a.s., 2017 [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://www.isover.cz/aktuality/proc-je-dobre-ozelenit-strechu>
- [41] Termovize potvrdila, že se Plzeň přehřívá. Pomoci mohou zelené střechy. In: *Www.impuls.cz* [online]. Plzeň: ENVIC, o.s., 2016 [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: https://www.impuls.cz/regiony/plzensky-kraj/termovize-drony-teplota-mesto-prehrivani.A161027_134008_imp-plzensky_kov
- [42] CENTNEROVÁ, Lada. Tepelná pohoda a nepohoda <https://vetrani.tzb-info.cz/vnitni-prostredi/404-tepelna-pohoda-a-nepohoda>. *Vetrani.tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2000 [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vnitni-prostredi/404-tepelna-pohoda-a-nepohoda>
- [43] ZMRHAL, Vladimír. *Návrh klimatizačních systémů*. Praha, 2017.
- [44] Izolační hadice ze syntetického kaučuku o délce 2 m. *Www.ekg-gerotop.cz* [online]. Stráž nad Nisou - Liberec: GEROTOP spol. s r.o., 2021 [cit. 2021-04-23]. Dostupné z: <https://www.ekg-gerotop.cz/izolacni-hadice-ze-syntetického-kaucuku-o-delce-2-m>
- [45] STROPNÍ CHLAZENÍ [online]. Olomouc: Univenta TZB, 2021 [cit. 2021-04-23]. Dostupné z: <https://univenta.cz/produkt/stropni-chlazení/>
- [46] PRINCIP: Princip indukce [online]. Čestlice: SOKRA s.r.o., 2020 [cit. 2021-04-23]. Dostupné z: <http://indukcni-jednotky.cz/indukcni/princip.html>
- [47] Chladicí trám nebo fan-coil? [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2011 [cit. 2021-04-23]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7147-chladici-tram-nebo-fan-coil>
- [48] BAŠTA, Jiří. *Hydraulika a řízení otopných soustav*. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-01-02808-9.

- [49] EC MOTORY. *Www.gavri.cz* [online]. Brno: Gavri.cz, 2019 [cit. 2021-04-24]. Dostupné z: <https://www.gavri.cz/clanky-o-stropnich-ventilatorech/ec-motory-seznamte-se-s-touto-novinkou-pro-stropni-ventilatory/>
- [50] VALTER, Jaroslav. *Regulace v praxi*. 1. Praha: BEN - Technická literatura, 2010. ISBN 9788073002565.
- [51] REINBERK, Zdeněk. Přibližný výpočet tlakové ztráty třením v potrubí. *Voda.tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2002 [cit. 2021-04-30]. Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/potrubni-trasy-vodovod/1002-priblizny-vypocet-tlakove-ztraty-trenim-v-potrubu>
- [52] Tepelné vlastnosti vody při tlaku nasycení. *Tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2000 [cit. 2021-04-30]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/7-tepelne-vlastnosti-vody-pri-tlaku-nasyceni>
- [53] Hodnoty součinitelů místních ztrát - základní tvarovky v potrubí. *Tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2000 [cit. 2021-05-01]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/21-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-zakladni-tvarovky-v-potrubu>
- [54] STAD – PN 25. In: *Www.imi-hydronic.com* [online]. Humpolec: IMI Hydronic Engineering, 2021 [cit. 2021-05-02]. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/sites/EN/cs-cz/Produkty/vyva%C5%BEov%C3%A1n%C3%AD-regulace-a-pohony/vyva%C5%BEovac%C3%AD-ventily/vyva%C5%BEovac%C3%AD-ventily/STAD-PN-25/2ee5df04-a17f-4a79-b66e-c0b3f9c329a7>
- [55] Ultrazvukový měřič tepla ultego III smart. In: *Www.ista.com* [online]. Brno: Ista, 2021 [cit. 2021-05-02]. Dostupné z: <https://www.ista.com/cz/produkty-a-technologie/mereni-tepla/>
- [56] STAP. *Www.imi-hydronic.com* [online]. Humpolec: IMI Hydronic Engineering, 2021 [cit. 2021-05-02]. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/sites/EN/cs-cz/Produkty/vyva%c5%beov%c3%a1n%c3%ad-regulace-a-pohony/regul%c3%a1tory-tlaku/regulatory-tlakove-diference/STAP/e090af71-caa3-455a-b9b1-b15de953aee5>
- [57] Vídeň již deset let provozuje dálkové zásobování chladem. *Www.technickytydenik.cz* [online]. Praha: Business Media CZ, 2017 [cit. 2021-05-05]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/denni-zpravodajstvi/viden-jiz-deset-let-provozuje-dalkove-zasobovani-chladem_41436.html
- [58] *The benefits of District Cooling in a nutshell*. Brusel, Belgie, 2010. Dostupné také z: <https://www.euroheat.org/publications/brochures/district-cooling/>
- [59] *YHAU-CL/CH Single Effect Hot Water Absorption Chiller*. Cork, Ireland, 2021.

- [60] SUKUP, Jan. *TRIGENERACE V AREÁLU TECHNICKÁ 2*. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
- [61] Absorpční chlazení. *Www.lbgmoravia.cz* [online]. Brno: LBG Moravia s.r.o., 2020 [cit. 2021-05-06]. Dostupné z: <https://www.lbgmoravia.cz/technologie/premena-odpadniho-tepla-na-elektřinu-nebo-chlad/absorpcni-chlazení-p50/>
- [62] SCHWEIKA, Robin. *Absorpční chlazení*. Praha, 2018. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Doc. Ing. Radek Šulc, Ph.D.
- [63] POSPÍŠIL, Jiří. Chladicí oběhy, trigenerace, dálkové chlazení. *Vetrani.tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2011 [cit. 2021-05-06]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení>
- [64] Případová studie systému absorpčního solárního chlazení. *Vetrani.tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2015 [cit. 2021-05-06]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/12758-pripadova-studie-systemu-absorpcniho-solarniho-chlazení>
- [65] Adiabatic Cooling Minimizes Weight and Size of Dry Coolers. In: *Process-cooling.com* [online]. Detroit, USA: Process Cooling Magazine, 2013 [cit. 2021-05-13]. Dostupné z: process-cooling.com/articles/87341-adiabatic-cooling-minimizes-weight-and-size-of-dry-coolers
- [66] Hybridní chladicí věže. *Www.fansct.com* [online]. Praha: FANS a.s., 2021 [cit. 2021-05-06]. Dostupné z: <https://www.fansct.com/cz/hybridni-chladici-veze/>
- [67] *Nařízení vlády ze dne 24. srpna 2011 o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací*. In: . Praha: Úřad vlády České republiky, 2011, ročník 2011, číslo 272.
- [68] Co je to vlastně Free cooling?. *Vetrani.tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2012 [cit. 2021-05-06]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8799-co-je-to-vlastne-free-cooling>
- [69] Výměníky tepla Alfa Laval pro každou aplikaci. In: *Www.alfalaval.cz* [online]. Praha: Alfa Laval spol. s r.o., 2021 [cit. 2021-05-13]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.cz/produkty/prenos-tepla/prehled-vymeniku-tepla/>
- [70] MATUŠKA, Tomáš. Zásobníky tepla s řízeným teplotním vrstvením (stratifikací). *Oze.tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2010 [cit. 2021-05-07]. Dostupné z: <https://oze.tzb-info.cz/solarni-kolektory/156-zasobniky-tepla-s-rozenym-teplotnim-vrstvenim-stratifikaci>
- [71] DOLEŽAL, Jan, Petr KOMÍNEK, Marian FORMÁNEK a Jiří HIRŠ. *Optimalizace akumulačního zásobníku*. Brno, 2019.
- [72] *Dimenzovat čerpadlo* [online]. Olomouc: Grundfos Sales Czechia and Slovakia s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-13]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/cz>

- [73] NBE 100-250/245 EUP AF2ABQQE. In: *Product-selection.grundfos.com* [online]. Olomouc: Grundfos Sales Czechia and Slovakia s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-13]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/products/nb-nbe-nbe-series-2000/nbe/nbe-100-250245-eup-98879335?productnumber=98879335&custid=GMA&tab=variant-curves>
- [74] Etylenglykol 1 kg, ethandiol, CAS: 107-21-1. *Fichema.cz* [online]. Brno: FICHEMA s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-14]. Dostupné z: <https://fichema.cz/etylenglykol-ethandiol/755-etylenglykol-1-kg-ethandiol-cas-107-21-1-8592861547043.html>
- [75] Fyzikální vlastnosti nemrznoucích směsí a navrhování soustav. *Vytapeni.tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2010 [cit. 2021-05-14]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/6899-fyzikalni-vlastnosti-nemrznoucich-smesi-a-navrhovani-soustav>
- [76] CR 125-2 A-F-A-E-HQQE. In: *Product-selection.grundfos.com* [online]. Olomouc: Grundfos Sales Czechia and Slovakia s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/products/cr-cre-cri-crie-crn-crne-crt-crte/cr/cr-125-2-99142574?productnumber=99142574&custid=&tab=variant-curves>
- [77] NB 80-250/247 AF2ABQQE. In: *Product-selection.grundfos.com* [online]. Olomouc: Grundfos Sales Czechia and Slovakia s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/products/nb-nbe-nbe-series-2000/nb/nb-80-250247-98052703?tab=variant-curves>
- [78] TPE3 80-150 S-A-F-A-BQQE-HDB. In: *Product-selection.grundfos.com* [online]. Olomouc: Grundfos Sales Czechia and Slovakia s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/products/tp-tpe/tpe-series-2000-tpe3-1/tpe3-80-150-99272190?productnumber=99272190&freq=50&lang=ENU&tab=variant-curves>
- [79] MAGNA3 40-180 F. In: *Product-selection.grundfos.com* [online]. Olomouc: Grundfos Sales Czechia and Slovakia s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/cz/products/magna/magna3/magna3-40-180-f-97924651?tab=variant-curves>
- [80] Transero TV Connect. *Www.imi-hydronic.com* [online]. Humpolec: IMI Hydronic Engineering, 2021 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/sites/EN/cs-cz/Produkty/udr%C5%BEov%C3%A1n%C3%AD-tlaku-separace-ne%C4%8Distot-a-plyn%C5%AF/regulace-a-%C3%BAAdr%C5%BEba-tlaku/za%C5%99%C3%ADzen%C3%AD-pro-udr%C5%BEov%C3%A1n%C3%AD-tlaku-pomoc%C3%AD-%C4%8Derpadla/Transero-TV-Connect/418fdc6b-e473-47c5-9046-3c78d319d079>
- [81] DVOŘÁK, Stanislav. Pojistná a zabezpečovací zařízení. *Solarni-ohrev-vody.cz* [online]. Bechyně: Solární systémy Kocián, 2014 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://solarni-ohrev-vody.cz/clanky/pojistna-a-zabezpecovaci-zarizeni>

- [82] HOŘEJŠÍ, Miroslav. Výpočet pojistného ventilu pro kotle a výměníky tepla. *Vytapeni.tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/43-vypocet-pojistneho-ventilu-pro-kotle-a-vymeniky-tepla>
- [83] POJISTNÝ VENTIL PRO TEPLOU VODU: IVAR.PV KB. *Www.ivarcs.cz* [online]. Nelahozeves: IVAR CS spol. s r.o., 2021 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://www.ivarcs.cz/katalog/vytapeni-ivartrio/pojistny-ventil-pro-teplou-vodu-p140091/>
- [84] AZD automatické změkčovací filtry duplexní. *Katalog.aquaproduct.cz* [online]. Praha: AQUA product s.r.o., 2006 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://katalog.aquaproduct.cz/?id=zmekcovac-vody-duplexni-automaticky-azd>
- [85] GL 55 Stanice pro přípravu glykolových směsí. *Katalog.aquaproduct.cz* [online]. Praha: AQUA product s.r.o., 2006 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://katalog.aquaproduct.cz/?id=glykolove-stance-pro-pripravu-a-dopravu-glykolove-smesi>
- [86] HARPER, Lauren. What Are Climate Models and How Accurate Are They?. In: *Blogs.ei.columbia.edu* [online]. New York, USA: Earth Institute, Columbia University, 2018 [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://blogs.ei.columbia.edu/2018/05/18/climate-models-accuracy/>
- [87] Mitigace a adaptační možnosti na změnu klimatu pro ČR. *Www.klimatickazmena.cz* [online]. Brno: Czech Globe, 2021 [cit. 2021-03-23]. Dostupné z: <https://www.klimatickazmena.cz/cs/vse-o-klimaticke-zmene/mitigace-a-adaptacni-moznosti-na-zmenu-klimatu-pro-cr/>
- [88] PITTNER, Karol. Jak vybrat žárovku?. *Www.datart.cz* [online]. Zlín: HP TRONIC Zlín, spol. s r.o., 2020 [cit. 2021-04-05]. Dostupné z: <https://www.datart.cz/novinky/radce-jak-vybrat-tu-spravnou-zarovku.html>
- [89] PŘEDOKENNÍ ROLETY. In: *Www.bubik-vrata.cz* [online]. Ostrava: Pavel Bubík – Garážová vrata a rolety, 2021 [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://www.bubik-vrata.cz/produkty/venkovni-rolety/predokenni-rolety/>
- [90] Hliníkové profily - slunolamy. In: *Www.e-hlinikoveprofily.cz* [online]. Praha: ALUROOM, 2021 [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://www.e-hlinikoveprofily.cz/Hlinikove-profily-slunolamy.php>
- [91] Co je to evapotranspirace a co jí ovlivňuje?. *Www.nase-voda.cz* [online]. Praha: NAŠE VODA, 2016 [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://www.nase-voda.cz/je-evapotranspirace-ji-ovlivnuje/>
- [92] *Víceúrovňová analýza městského a příměstského klimatu na příkladu středně velkých měst*. Brno, 2012. Diplomová práce. Masarykova Univerzita.

- [93] Chladiwa a jejich rozdělení. *Www.e-chladiwa.cz* [online]. Praha: SIAD Czech spol. s r. o, 2021 [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <https://www.e-chladiwa.cz/chladiwa-rozdeleni-p112.htm>
- [94] Chladiwa a klimatizace. *Www.haier-klimatizace.cz* [online]. Čestlice: Sokra, s.r.o., 2019 [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <https://www.haier-klimatizace.cz/chladiwa-a-klimatizace-2>
- [95] Fan-coily a indukční jednotky. In: *Www.completecz.cz* [online]. Praha: COMPLETE CZ, 2021 [cit. 2021-04-24]. Dostupné z: <https://www.completecz.cz/klimatizace/klimatizace-produkty/fan-coily-a-indukcni-jednotky/?d=3>
- [96] SANITÁRNÍ FLEXI HADICE - OHEBNÁ (9 X 13). In: *Www.ivarcs.cz* [online]. Podhořany: IVAR CS spol. s r.o., 2021 [cit. 2021-04-29]. Dostupné z: <https://www.ivarcs.cz/katalog/vytapeni-ivartrio/sanitarni-flexi-hadice-ohebna-9-x-13-p139814/>
- [97] Hodnoty součinitelů místních ztrát - T-kusy - podrobně. *Tzb-info.cz* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2000 [cit. 2021-05-01]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/24-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-t-kusy-podrobne>
- [98] Co je BIM - informační model budovy. *Www.bimfo.cz* [online]. Praha: Arkance Systems CZ s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-05]. Dostupné z: <https://www.bimfo.cz/Co-je-BIM.aspx>

10 Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
a	[°]	Sluneční azimut
A	[–]	Součinitel amplitudy kolísání venkovní teploty
A_i	[m ²]	Podlahová plocha místnosti
c	[m]	Hloubka okna k horní stínící desce
c	[–]	Součinitel současnosti
c_1	[–]	Součinitel současnosti chodu zařízení
c_3	[–]	Součinitel průměrného zatížení zařízení
c_L	[J/(kg · K)]	Měrná tepelná kapacita vzduchu
c_p	[J/(kg · K)]	Měrná tepelná kapacita
D	[–]	Den
d	[m]	Hloubka okna
d_i	[m]	Tloušťka vrstvy konstrukce
d_t	[m]	Hydraulický průměr potrubí
d_v	[mm]	Průměr pojistného potrubí
e_1	[m]	Délka bočního stínu
e_2	[m]	Délka horního stínu
f	[m]	Odstup okna od bočních slunolamů
g	[m]	Odstup okna od horních slunolamů
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
h	[°]	Výška slunce nad obzorem
H	[m]	Dopravní výška čerpadla
I_0	[W/m ²]	Intenzita slunečního záření na hranici atmosféry
I_{0k}	[W/m ²]	Celková intenzita sluneční radiace procházející standartním oknem
I_{0kd}	[W/m ²]	Intenzita difuzní radiace procházející standartním oknem
I_d	[W/m ²]	Intenzita difuzní sluneční radiace
I_D	[W/m ²]	Intenzita přímé sluneční radiace
i_d	[–]	Počet dětí
I_{DK}	[W/m ²]	Intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou slunečním paprskům
i_l	[–]	Počet osob
i_m	[–]	Počet mužů
i_z	[–]	Počet žen
k	[mm]	Hydraulická drsnost potrubí
k_v	[m ³ /h]	Jmenovitý průtok armaturou
l	[m]	Délka úseku potrubí
l_A	[m]	Šířka zasklení
l_B	[m]	Výška zasklení
L_p	[dB(A)]	Hladina akustického tlaku
M	[–]	Měsíc
\dot{m}	[kg/h]	Hmotnostní tok teplotnosného média
M_{celk}	[kg]	Celková hmotnost konstrukcí účastnících se při akumulaci tepelné energie
\dot{m}_p	[kg/h]	Pojistný hmotnostní tok
\dot{m}_v	[kg/h]	Hmotnostní tok suchého vzduchu
\dot{m}_w	[kg/h]	Hmotnostní tok kondenzátu

n_{vent}	[—]	Počet ventilátorů
p	[Pa]	Barometrický tlak
P_E	[W]	Elektrický příkon spotřebiče
p_{ot}	[Pa]	Otvírací tlak pojistného ventilu
p_p''	[Pa]	Tlak nasycené vodní páry ve vzduchu
P_P	[kW]	Pojistný výkon
P_V	[—]	Autorita ventilu
\dot{Q}	[W]	Výsledná tepelná zátěž
\dot{Q}_a	[W]	Absorpční teplo
\dot{Q}_c	[W]	Kondenzační teplo
$\dot{Q}_{čin}$	[W]	Produkce citelného tepla muže při mírné činnosti
\dot{Q}_E	[W]	Tepelný zisk od elektrických spotřebičů
\dot{Q}_e	[W]	Teplo odebrané chladičem chladicí jednotky
\dot{Q}_g	[W]	Teplo dodané do generátoru
\dot{Q}_{CH}	[W]	Chladicí výkon
\dot{Q}_L	[W]	Tepelný zisk přiváděným větracím vzduchem
\dot{Q}_l	[W]	Tepelný zisk od osob
\dot{Q}_{okh}	[W]	Tepelný zisk prostupem zasklením
\dot{Q}_{okol}	[W]	Tepelný zisk z okolních místností
\dot{Q}_{orh}	[W]	Tepelné zisky sluneční radiací prosklenými plochami
\dot{Q}_S	[W]	Tepelný zisk prostupem stěnou
R	[Pa/m]	Měrná tlaková ztráta třením
Re	[—]	Reynoldsovo číslo
R_{se}	[(m ² · K)/W]	Tepelný odpor daný vzduchové vrstvy konvekci na vnější straně konstrukce
R_{si}	[(m ² · K)/W]	Tepelný odpor vzduchové vrstvy daný konvekci na vnitřní straně konstrukce
R_T	[(m ² · K)/W]	Celkový tepelný odpor konstrukce
r_v	[J/(kg · K)]	Měrná plynová konstanta
s	[—]	Stínící součinitel
S_0	[mm ²]	Průřez sedla pojistného ventilu
S_o	[m ²]	Plocha zasklení
S_{os}	[m ²]	Osluněná plocha zasklení
S_S	[m ²]	Plocha stěny
T_D	[—]	Celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace standardním oknem
t_{D0}	[—]	Propustnost standardního okna pro difuzní záření
t_e	[°C]	Teplota venkovního vzduchu během dne
t_{eg}	[°C]	Teplota etylenglykolu
$t_{e,max}$	[°C]	Nejvyšší průměrná teplota
t_g	[°C]	Teplota vody generátoru
t_i	[°C]	Vnitřní teplota
t_r	[°C]	Rovnocenná sluneční teplota
t_{rm}	[°C]	Průměrná rovnícná sluneční teplota
t_{ros}	[°C]	Teplota rosného bodu vlhkého vzduchu
t_{w1}	[°C]	Teplota vstupující vody
t_{w2}	[°C]	Teplota vystupující vody
t_{zk}	[°C]	Teplota za konstrukcí

U	$[W/(m^2 \cdot K)]$	Součinitel prostupu tepla
U_N	$[W/(m^2 \cdot K)]$	Požadované hodnoty součinitele prostupu tepla
U_o	$[W/(m^2 \cdot K)]$	Součinitel prostupu tepla okna
U_{rec}	$[W/(m^2 \cdot K)]$	Doporučené hodnoty součinitele prostupu
U_S	$[W/(m^2 \cdot K)]$	Součinitel prostupu tepla stěny
\dot{V}	$[m^3/h]$	Objemový tok teplonosného média
v	$[m/s]$	Rychlost proudění v potrubí
V_{AN}	$[l]$	Objem akumulární nádrže
V_i	$[m^3]$	Vnitřní objem místnosti
\dot{V}_L	$[m^3/h]$	Objemový tok přírodního větracího vzduchu
x	kg/kg s. v.	Měrná vlhkost vzduchu
z	$[-]$	Součinitel znečištění atmosféry
α	$[^\circ]$	Úhel stěny s vodorovnou rovinou
α_e	$[W/(m^2 \cdot K)]$	Součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu stěny
α_w	$[-]$	Výtokový součinitel pojistného ventilu
γ	$[^\circ]$	Azimutový úhel normály stěny
δ	$[^\circ]$	Sluneční deklinace
Δp_0	$[Pa]$	Tlaková ztráta 100000 Pa
Δp_c	$[Pa]$	Celková tlaková ztráta
Δp_{FCU}	$[Pa]$	Tlaková ztráta výměníku fan-coil jednotky
Δp_{okruh}	$[Pa]$	Tlaková ztráta okruhu
Δp_t	$[Pa]$	Tlaková ztráta třením
Δp_v	$[Pa]$	Tlaková ztráta ventilu
Δp_z	$[Pa]$	Tlaková ztráta místními odpory
$\Delta \dot{Q}$	$[W]$	Snížení tepelných zisků vlivem akumulace
Δt	K	Přípustné zvýšení teploty v místnosti
ε	$[-]$	Součinitel poměrné pohltivosti povrchu
θ	$[^\circ]$	Úhel mezi normálou oslněného povrchu a směrem dopadajících slunečních paprsků
λ_i	$[W/m \cdot K]$	Součinitel tepelné vodivosti vrstvy konstrukce
λ_t	$[-]$	Součinitel tření potrubí
ν	$[mm^2/s]$	Kinematická viskozita
ξ	$[-]$	Součinitel místního odporu
ρ	$[kg/m^3]$	Hustota
ρ_L	$[kg/m^3]$	Hustota vzduchu
τ	$[hod]$	Sluneční čas
ϕ	$[-]$	Relativní vlhkost vzduchu
ψ	$[^\circ]$	Zeměpisná šířka

11 Seznam použitých zkratk

Zkratka	Význam
BD	Balkonové dveře
BIM	Building Information Modelling
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO_2	Oxid uhličitý
COP	Coefficient of Performance
CZT	Centrální zásobování teplem
DN	Jmenovitý průměr
DSP	Dokumentace pro provedení stavby
EPS	Expandovaný pěnový polystyren
FCU	Jednotka fan-coil
GCM	Global Climate Model
GWP	Global Warming Potential
H_2CO_3	Kyselina uhličitá
H_2O	Voda
CH_4	Metan
J	Jih
JV	Jihovýchod
JZ	Jihozápad
$LiBr$	Bromid Lithný
LR	Ležatý rozvod potrubí
N_2	Dusík
N_2O	Oxid dusný
Na	Sodík
NH_3	Amoniak
O_2	Kyslík
PN	Jmenovitý tlak
PPM	Parts er Million
RCM	Regional Climate Model
RCP	Representative Concentration Pathways
S	Sever
SELČ	Středoevropský letní čas
SV	Severovýchod
SZ	Severozápad
V	Východ
Z	Západ

12 Seznam tabulek

Tabulka 2.1- Hodnoty průměrných maximálních teplot vzduchu a četnosti tropických dnů v letních měsících od současnosti do poloviny 21. století	20
Tabulka 3.1 – Plošná výměra prostor nacházejících se v objektech 1 a 2	22
Tabulka 3.2 – Tabulka místností modelového bytu	22
Tabulka 3.3 – Hodnoty tepelných odporů v závislosti na směru tepelného toku [29]	25
Tabulka 3.4 – Skladba obvodové stěny oddělující bytovou jednotku 2.15.02 od vnějšího prostředí	25
Tabulka 4.1 – Hodnoty vstupující do výpočtu tepelné zátěže klimatizovaných prostor, geografické údaje platí pro lokalitu Brno- Střed	26
Tabulka 4.2 – Parametry JZ orientovaných balkonových dveří	28
Tabulka 4.3 – Parametry JV orientovaných balkonových dveří	28
Tabulka 4.4 – Parametry k určení snížení tepelných zisků pomocí akumulace	34
Tabulka 4.5 – Tabulka použitých spotřebičů společně s jejich příkony	37
Tabulka 5.1 – Parametry chladicí fan-coil jednotky v místnosti 2.15.02.2	49
Tabulka 5.2 – Parametry chladicí fan-coil jednotky v místnostech 2.15.02.3 až 2.15.02.5	50
Tabulka 5.3 – Tlaková ztráta výměníků tepla v jednotkách fan-coil; hodnota tl. ztráty je dána výrobcem	55
Tabulka 5.4 – Výsledná tlaková ztráta okruhu přes FCU v místnosti 2.15.02.2	57
Tabulka 5.5 – Výsledné hydraulické parametry stoupacích potrubí; objekt 1	59
Tabulka 5.6 - Výsledné hydraulické parametry stoupacích potrubí; objekt 2	59
Tabulka 5.7 – Průtokové a tlakové parametry ležatých rozvodů	60
Tabulka 6.1 – Parametry jednostupňového absorpčního chladiče YHAU CL – 200EXE [59]	64
Tabulka 6.2 – Parametry chladicí věže Super Combo JQ4C 2A90.5 [59]	66
Tabulka 6.3 – Parametry rekuperačního deskového výměníku Alfa Laval	67
Tabulka 6.4 – Tabulka výsledných tlakových ztrát pro hydraulický okruh horkovodní přípojky	69
Tabulka 6.5 - Tabulka výsledných tlakových ztrát pro hydraulický okruh zdroje chladu a akumulární nádrže	70
Tabulka 6.6 - Parametry pro návrh oběhového čerpadla 2.6	70
Tabulka 6.7 - Tabulka výsledných tlakových ztrát pro hydraulický okruh výměníku tepla volného chlazení a akumulární nádrže	71
Tabulka 6.8 - Parametry pro návrh oběhového čerpadla 2.9	71
Tabulka 6.9 – Fyzikální vlastnosti etylenglykolu při teplotě 20 °C [75]	72
Tabulka 6.10 - - Tabulka výsledných tlakových ztrát pro hydraulický okruh hybridní chladicí věže a výměníku tepla volného chlazení	72
Tabulka 6.11 - Parametry pro návrh oběhových čerpadel etylenglykolu 2.4	73
Tabulka 6.12 – Parametry pro návrh oběhových čerpadel 5.1, 5.2, 5.3	73
Tabulka 6.13 – Parametry pro dimenzování expanzního automatu	75

13 Seznam obrázků

Obrázek 2.1 – Graf rostoucího trendu globální teploty a klesajícího trendu dopadajícího slunečního záření [4]	12
Obrázek 2.2 – Keelingova křivka ukazující průměrné měsíční hodnoty naměřených koncentrací CO_2 [8]	14
Obrázek 2.3 – Rostoucí trend koncentrací CH_4 a N_2O [8].....	15
Obrázek 2.4 – Vyrůstající hladina světových oceánů kombinovaným působením tajících ledovců (modrá křivka) a teplotní roztažností vody (červená křivka), z obrázku je patrné větší význam příspěvku z tajícího ledu [15]	16
Obrázek 2.5 – Rozčlenění zemské atmosféry do výpočetní sítě klimatických modelů [86].....	17
Obrázek 2.6 – Vyrůstající trend průměrných ročních teplot na území České republiky [20].....	18
Obrázek 2.7 – Kartografické vyjádření průměrných maximálních teplot pro Brno a okolí pro rok 2030 [23]	19
Obrázek 2.8 - Kartografické vyjádření průměrných maximálních teplot pro Brno a okolí pro rok 2050 [23]	19
Obrázek 2.9 – Schematické znázornění průběhu teplot v zastavěném území oproti periferním oblastem během dne a noci [26].....	21
Obrázek 3.1 – Půdorys zvoleného bytu; měřítko 1:50	23
Obrázek 4.1 – Tepelná zátěž místnosti 2.15.02.2 v časovém intervalu od 6:00 do 22:00 pro rok 2020/2021	38
Obrázek 4.2 – Tepelná zátěž prostoru místnosti 2.15.02.2 do poloviny 21. století, pozn. osa y grafu začíná hodnotou 1600 W z důvodu zvýraznění rozdílu tepelné zátěže prostoru od současnosti do roku 2050	39
Obrázek 4.3 – Podílové rozdělení příspěvku jednotlivých typů tepelných zisků na celkovou tepelnou zátěž místnosti v 15:00 SELČ	40
Obrázek 4.4 – Ukázka použití předokenních žaluzií [89]	40
Obrázek 4.5 – Ukázka aplikace hliníkových slunolamů [90].....	40
Obrázek 4.6 – Porovnání hodnot tepelných zisků sluneční radiací skrze prosklené plochy	41
Obrázek 4.7 – Vzorová skladba střešního pláště při aplikaci vegetační střechy [38].....	42
Obrázek 4.8 – Porovnání aplikace vegetační střechy objektu fakultní nemocnice v Plzni oproti protější budově s konvenčním střešním pláštěm [41]	43
Obrázek 4.9 – Průběh tepelné zátěže Pokojů 1 až 3 v průběhu dne od 6:00 do 22:00 provedením obdobného výpočtu jako v případě místnosti 2.15.02.2.....	44
Obrázek 5.1 – Nástěnná chladicí jednotka fan-coil Aermec FCW [95].....	47
Obrázek 5.2 – Kazetová chladicí jednotka fan-coil Aermec FCL [95]	47
Obrázek 5.3 – Molliérův diagram i-x diagram vlhkého vzduchu pro chlazení v jednotce fan-coil; vykresleno pomocí programu Vlhký vzduch 3.0.....	48
Obrázek 5.4 – Flexibilní hadice sloužící k připojení jednotky fan-coil [96].....	51
Obrázek 5.5 – Tabulka součinitele místního odporu pro kolena a oblouky [53]	54
Obrázek 5.6 – Hodnoty součinitele místního odporu pro redukci průměru potrubí (z menšího na větší) [53]	54
Obrázek 5.7 Hodnoty součinitele místního odporu pro T-kus (spojení) [97]	54
Obrázek 5.8 – Hodnoty součinitele místního odporu pro T-kus (rozdělení) [97]	54
Obrázek 5.9 - Hodnoty součinitele místního odporu pro redukci průměru potrubí (z většího na menší) [53]	54
Obrázek 5.10 – Vyvažovací ventil STAD od značky IMI Hydronic [54].....	56
Obrázek 5.11 – Ultrazvukový měřič chladu ISTA Ultego III [55]	56
Obrázek 5.12 – Zapojení FCU jednotek v bytové jednotce 2.15.02	58
Obrázek 6.1 – Absorpční chladicí jednotka York YHAU CL – 200EXE [59]	62
Obrázek 6.2 – Chladicí cyklus jednostupňové absorpční jednotky pracující s dvojicí chladivo/absorbent $H_2O/LiBr$ [62]	63
Obrázek 6.3 – Hybridní chladicí věž [65]	65
Obrázek 6.4 – Deskový výměník pro volné chlazení [69]	66
Obrázek 6.5 – Využitelnost volného chlazení (modrá oblast grafu) během roku zjištěna simulací v softwaru TRNSYS 16	67
Obrázek 6.6 – Akumulační nádoba na chladnou vodu	68

Obrázek 6.7 – Porovnání rozvrstvení teplot vody uvnitř stratifikovaného (vlevo) a nestratifikovaného (vpravo) zásobníku chladné vody [71]	68
Obrázek 6.8 – Oběhové čerpadlo v okruhu absorpčního zdroje chladu a akumulární nádrže Grundfos NBE 100-250/245 EUP AF2ABQQE [73]	71
Obrázek 6.9 – Oběhové čerpadlo CR 125-2 A-F-A-E-HQQE [76]	73
Obrázek 6.10 – Oběhové čerpadlo 5.1 NB 80-250/247 AF2ABQQE [77]	74
Obrázek 6.11 – Oběhové čerpadlo 5.2 TPE3 80-150 S-A-F-A-BQQE-HDB [78]	74
Obrázek 6.12 – Oběhové čerpadlo 5.3 MAGNA3 40-180 F [79]	74
Obrázek 6.13 – Expanzní automat IMI TV 10.1 E (vlevo) a expanzní nádoba TU 300 (vpravo) [80]	75
Obrázek 6.14 – Duplexní automatický změkčovač vody AZD415 [84]	77
Obrázek 6.15 – Zásobovací stanice GL 55/200 společně s popisem hlavních komponentů [85]	77
Obrázek 6.16 – Prostorový model technologie chlazení	78

14 Seznam příloh

Tištěná příloha		
P1	Složení stavebních konstrukcí objektu 1100
P2	Podílové rozdělení tepelných zisků při použití různých typů stínící techniky v 15:00 SELČ111
P3	Charakteristiky použitých oběhových čerpadel113
Elektronická příloha		
Výkresová dokumentace		
01	Půdorys 15 NP	.pdf
02	Rozvinuté schéma zapojení FCU – O1	.pdf
03	Rozvinuté schéma zapojení FCU – O2	.pdf
04	Rozvinuté schéma technologie chlazení	.pdf
05	Půdorys strojovny 2PP	.pdf
06	Půdorys strojovny 1PP	.pdf
07	Půdorys střechy	.pdf
Výpočty - Hydraulika		
08	Hydraulika bytu 2.15.02	.xlsx
09	Hydraulika systému zdroje chladu	.xlsx
10	Chladicí soustava O1	.pdf
11	Chladicí soustava O2	.pdf
12	Ležatý rozvod O1	.pdf
13	Ležatý rozvod O2	.pdf
Výpočty – Tepelné zisky		
14	Tepelná zátěž bytu 2.15.02	.xlsx

P1 Složení stavebních konstrukcí objektů

Vnější obvodové konstrukce – O1

SO1	Stěna obvodová 1					
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel tepelné vodivosti λ [W/(m·K)]	Tepelný odpor vrstvy R [(m²K)/W]	Součinitel pro- stupu tepla U [W/(m²K)]	Požadavek U_N a U_{rec}
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130		U_N
1	Omítka vápenná	15,00	0,880	0,017		0,3
2	Železobeton(2300)	250,00	1,430	0,175		U_{rec}
3	Minerální vlna MVV (150)	200,00	0,049	4,082		0,25
4	ETICS-omítka silikátová	15,00	0,800	0,019		
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,040		
			Odpor celkem R_T [(m²·K)/W]	4,462	0,224	Požadavky splněny

SO2	Stěna obvodová 2					
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel tepelné vodivosti λ [W/(m·K)]	Tepelný odpor vrstvy R [(m²K)/W]	Součinitel pro- stupu tepla U [W/(m²K)]	Požadavek U_N a U_{rec}
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130		U_N
1	Omítka vápenná	15,00	0,880	0,017		0,3
2	Železobeton(2300)	200,00	1,430	0,140		U_{rec}
3	Minerální vlna MVV (150)	200,00	0,049	4,082		0,25
4	ETICS-omítka siliká- tová	15,00	0,800	0,019		
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,040		
			Odpor celkem R_T [(m²·K)/W]	4,427	0,226	Požadavky splněny

SO3	Stěna obvodová 3					
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel tepelné vodivosti λ [W/(m·K)]	Tepelný odpor vrstvy R [(m²K)/W]	Součinitel pro- stupu tepla U [W/(m²K)]	Požadavek U_N a U_{rec}
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130		U_N
1	Omítka vápenná	15,00	0,880	0,017		0,3
2	Železobeton(2300)	275,00	1,430	0,192		U_{rec}
3	Minerální vlna MVV (150)	200,00	0,049	4,082		0,25
4	ETICS-omítka siliká- tová	15,00	0,800	0,019		
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,040		
			Odpor celkem R_T [(m²·K)/W]	4,480	0,223	Požadavky splněny

SO4		Stěna obvodová 4				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel tepelné vodivosti λ [W/(m·K)]	Tepelný odpor vrstvy R [(m²K)/W]	Součinitel pro- stupu tepla U [W/(m²K)]	Požadavek U_N a U_{rec}
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130		U_N
1	Omítka vápenná	15,00	0,880	0,017		0,3
2	Železobeton(2300)	300,00	1,430	0,210		U_{rec}
3	Minerální vlna MVV (150)	200,00	0,049	4,082		0,25
4	ETICS-omítka siliká- tová	15,00	0,800	0,019		
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,040		
			Odpor celkem R_T [(m²·K)/W]	4,497	0,222	Požadavky splněny

Vnitřní konstrukce – O1

SN1		Vnitřní příčka 1				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel te- pelné vodi- vosti λ [W/(m·K)]	Tepelný odpor vrstvy R [(m²K)/W]	Součinitel pro- stupu tepla U [W/(m²K)]	
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130		
1	ETICS-omítka silikátová	10,00	0,984	0,010		
2	Železobeton(2300)	240,00	1,444	0,166		
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006		
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130		
			Odpor celkem R_T [(m²·K)/W]	0,442	2,261	

SN2		Vnitřní příčka 2				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel te- pelné vodi- vosti λ [W/(m·K)]	Tepelný odpor vrstvy R [(m²K)/W]	Součinitel pro- stupu tepla U [W/(m²K)]	
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130		
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006		
2	Pórobeton na bázi písku (480)	460,00	0,187	2,463		
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006		
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130		
			Odpor celkem R_T [(m²·K)/W]	2,734	0,366	

SN3		Vnitřní příčka 3			
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy	Součinitel te- pelné vodi- vosti	Tepelný odpor vrstvy	Součinitel pro- stupu tepla
		$d [mm]$	$\lambda [W/(m \cdot K)]$	$R [(m^2 K)/W]$	$U [W/(m^2 K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Pórobeton na bázi písku (480)	160,00	0,187	0,857	
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	1,128	0,886

SN4		Vnitřní příčka 4			
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy	Součinitel te- pelné vodi- vosti	Tepelný odpor vrstvy	Součinitel pro- stupu tepla
		$d [mm]$	$\lambda [W/(m \cdot K)]$	$R [(m^2 K)/W]$	$U [W/(m^2 K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Cihla broušená (480)	110,00	0,796	0,138	
3	Keramický obklad	6,00			
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	0,404	2,475

SN5		Vnitřní příčka 5			
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy	Součinitel te- pelné vodi- vosti	Tepelný odpor vrstvy	Součinitel pro- stupu tepla
		$d [mm]$	$\lambda [W/(m \cdot K)]$	$R [(m^2 K)/W]$	$U [W/(m^2 K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,700	0,006	
2	Železobeton (2300)	215,00	1,220	0,176	
3	Minerální vlna MVV (150)	215,00	0,043	5,000	
4	ETICS-omítka silikátová	5,00	0,984	0,005	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	5,447	0,184

SN6		Vnitřní příčka 6			
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel te- pelné vodi- vosti λ [W/(m·K)]	Tepelný odpor vrstvy R [(m²K)/W]	Součinitel pro- stupu tepla U [W/(m²K)]
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Železobeton (2300)	320,00	1,444	0,222	
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem R_T [(m²·K)/W]	0,493	2,027

SN7		Vnitřní příčka 7			
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel te- pelné vodi- vosti λ [W/(m·K)]	Tepelný odpor vrstvy R [(m²K)/W]	Součinitel pro- stupu tepla U [W/(m²K)]
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Cihla broušená (2300)	320,00	0,796	0,402	
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem R_T [(m²·K)/W]	0,674	1,484

SN8		Vnitřní příčka 8			
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel te- pelné vodi- vosti λ [W/(m·K)]	Tepelný odpor vrstvy R [(m²K)/W]	Součinitel pro- stupu tepla U [W/(m²K)]
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Pórobeton na bázi písku (480)	150,00	0,187	0,803	
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem R_T [(m²·K)/W]	1,075	0,930

SN9	Vnitřní příčka 9				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy	Součinitel tepelné vodivosti	Tepelný odpor vrstvy	Součinitel prostupu tepla
		$d [mm]$	$\lambda [W/(m \cdot K)]$	$R [(m^2 K)/W]$	$U [W/(m^2 K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Železobeton (2300)	200,00	1,444	0,138	
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	0,410	2,437

SN10	Vnitřní příčka 10				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy	Součinitel tepelné vodivosti	Tepelný odpor vrstvy	Součinitel prostupu tepla
		$d [mm]$	$\lambda [W/(m \cdot K)]$	$R [(m^2 K)/W]$	$U [W/(m^2 K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Železobeton (2300)	300,00	1,444	0,208	
3	Minerální vlna MVV (150)	50,00	0,048	1,042	
4	Železobeton (2300)	200,00	1,444	0,139	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	1,655	0,604

SN11	Vnitřní příčka 11				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy	Součinitel tepelné vodivosti	Tepelný odpor vrstvy	Součinitel prostupu tepla
		$d [mm]$	$\lambda [W/(m \cdot K)]$	$R [(m^2 K)/W]$	$U [W/(m^2 K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Cihla broušená	145,00	0,796	0,182	
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	0,454	2,203

SN12		Vnitřní příčka 12			
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy $d [mm]$	Součinitel te- pelné vodi- vosti $\lambda [W/(m \cdot K)]$	Tepelný odpor vrstvy $R [(m^2 \cdot K)/W]$	Součinitel pro- stupu tepla $U [W/(m^2 \cdot K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Železobeton (2300)	280,00	1,444	0,194	
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	0,466	2,147

SN13		Vnitřní příčka 13			
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy $d [mm]$	Součinitel te- pelné vodi- vosti $\lambda [W/(m \cdot K)]$	Tepelný odpor vrstvy $R [(m^2 \cdot K)/W]$	Součinitel pro- stupu tepla $U [W/(m^2 \cdot K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Železobeton (2300)	150,00	1,444	0,104	
3	Vzduchová mezera	50,00	0,350	0,143	
4	Železobeton (2300)	150,00	1,444	0,104	
5	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	0,622	1,607

SN14		Vnitřní příčka 14			
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy $d [mm]$	Součinitel te- pelné vodi- vosti $\lambda [W/(m \cdot K)]$	Tepelný odpor vrstvy $R [(m^2 \cdot K)/W]$	Součinitel pro- stupu tepla $U [W/(m^2 \cdot K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Pórobeton na bázi písku (480)	125,00	0,187	0,669	
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	0,941	1,063

SN15	Vnitřní příčka 15				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy	Součinitel te- pelné vodi- vosti	Tepelný odpor vrstvy	Součinitel pro- stupu tepla
		$d [mm]$	$\lambda [W/(m \cdot K)]$	$R [(m^2 K)/W]$	$U [W/(m^2 K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Železobeton (2300)	300,00	1,444	0,208	
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	0,480	2,085

SN16	Vnitřní příčka 16				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy	Součinitel te- pelné vodi- vosti	Tepelný odpor vrstvy	Součinitel pro- stupu tepla
		$d [mm]$	$\lambda [W/(m \cdot K)]$	$R [(m^2 K)/W]$	$U [W/(m^2 K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Cihla broušená (2300)	110,00	0,796	0,138	
3	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	0,410	2,439

SN17	Vnitřní příčka 17				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy	Součinitel te- pelné vodi- vosti	Tepelný odpor vrstvy	Součinitel pro- stupu tepla
		$d [mm]$	$\lambda [W/(m \cdot K)]$	$R [(m^2 K)/W]$	$U [W/(m^2 K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní strana			0,130	
1	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
2	Pórobeton na bázi písku (480)	150,00	0,187	0,803	
3	Vzduchová mezera	180,00	1,260	0,143	
4	Pórobeton na bázi písku (480)	110,00	0,187	0,589	
5	Omítka vápenná	5,00	0,845	0,006	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější strana			0,130	
			Odpor celkem $R_T [(m^2 \cdot K)/W]$	1,807	0,554

Podlaha – O1 (Podlaha nad podzemní garáží)

PDL1	Podlaha 1				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy $d [mm]$	Součinitel tepelné vo- divosti $\lambda [W/(m \cdot K)]$	Tepelný odpor vrstvy $R [(m^2 \cdot K)/W]$	Součinitel prostupu tepla $U [W/(m^2 \cdot K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu – vnitřní strana			0,170	
1	PVC	15,00	0,160	0,094	
2	Anhydrit	45,00	1,200	0,037	
3	30/57- EPS 200 STABIL	30,00	0,033	0,909	
4	Polystyren pěnový EPS (15)	55,00	0,043	1,279	
5	Železobeton(2300)	230,00	1,220	0,189	
6	DispoFix(disperzní lepi- dlo)	5,00	0,600	0,008	
7	Minerální vlna MVV (150)	150,00	0,043	3,488	
8	Omítka vápenná	5,00	0,700	0,007	
R_{se}	Odpor při přestupu – vnější strana			0,170	
Odpor celkem R_T $[(m^2 \cdot K)/W]$				6,352	0,157

Střecha – O1 (Střecha plochá)

SCH1	Střecha 1				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy $d [mm]$	Součinitel tepelné vo- divosti $\lambda [W/(m \cdot K)]$	Tepelný odpor vrstvy $R [(m^2 \cdot K)/W]$	Součinitel prostupu tepla $U [W/(m^2 \cdot K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu – vnitřní strana			0,100	
1	Omítka vápenná	5,00	0,880	0,006	
2	Železobeton(2300)	240,00	1,430	0,168	
3	Asfaltové pásy a lepenky	10,00	0,210	0,048	
4	Polystyren pěnový EPS (15)	60,00	0,044	1,364	
5	Polystyren pěnový EPS (15)	200,00	0,044	4,545	
6	Fólie z PVC	1,50	0,160	0,009	
7	Štěrk sypaný	80,00	0,580	0,140	
R_{se}	Odpor při přestupu – vnější strana			0,040	
Odpor celkem R_T $[(m^2 \cdot K)/W]$				6,910	0,140

Stropní konstrukce – O1

STR1	Strop 1				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel tepelné vo- divosti λ [W/(m·K)]	Tepelný odpor vrstvy R [(m²K)/W]	Součinitel prostupu tepla U [W/(m²K)]
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní			0,100	
1	Dřevěná lamelová pod- laha	15,00	0,110	0,136	
2	Anhydrit	40,00	1,200	0,033	
3	EPS 200	30,00	0,033	0,909	
4	Beton lehčený	55,00	0,187	0,294	
5	Železobeton(2300)	220,00	1,444	0,152	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější			0,100	
			Odpor celkem R_T [(m²·K)/W]	1,726	0,580

STR2	Strop 2				
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy d [mm]	Součinitel tepelné vo- divosti λ [W/(m·K)]	Tepelný odpor vrstvy R [(m²K)/W]	Součinitel prostupu tepla U [W/(m²K)]
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní			0,100	
1	Keramická dlažba	10,00	1,010	0,010	
2	Anhydrit	40,00	1,200	0,033	
3	EPS 200	20,00	0,043	0,461	
4	Beton lehčený	65,00	0,513	0,127	
5	Železobeton(2300)	220,00	1,444	0,152	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější			0,100	
			Odpor celkem R_T [(m²·K)/W]	1,006	0,994

STR3		Strop 3			
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy	Součinitel tepelné vo- divosti	Tepelný odpor vrstvy	Součinitel prostupu tepla
		$d [mm]$	$\lambda [W/(m \cdot K)]$	$R [(m^2K)/W]$	$U [W/(m^2K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní			0,100	
1	Dřevěná lamelová pod- laha	15,00	0,110	0,136	
2	Anhydrit	40,00	1,200	0,033	
3	EPS 200	30,00	0,033	0,909	
4	Beton lehčený	55,00	0,513	0,127	
5	Železobeton(2300)	240,00	1,444	0,152	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější			0,100	
Odpor celkem R_T [$(m^2 \cdot K)/W$]				1,739	0,575

STR4		Strop 4			
č.v.	Materiál	Tloušťka vrstvy	Součinitel tepelné vo- divosti	Tepelný odpor vrstvy	Součinitel prostupu tepla
		$d [mm]$	$\lambda [W/(m \cdot K)]$	$R [(m^2K)/W]$	$U [W/(m^2K)]$
R_{si}	Odpor při přestupu - vnitřní			0,100	
1	Dřevěná lamelová pod- laha	15,00	0,110	0,136	
2	Anhydrit	40,00	1,200	0,033	
3	EPS 200	30,00	0,033	0,909	
4	Beton lehčený	55,00	0,513	0,127	
5	Železobeton(2300)	220,00	1,444	0,152	
6	Minerální vlna MVV (150)	200,00	0,043	4,651	
R_{se}	Odpor při přestupu - vnější			0,100	
Odpor celkem R_T [$(m^2 \cdot K)/W$]				6,454	0,155

Dveřní výplně otvorů – O1

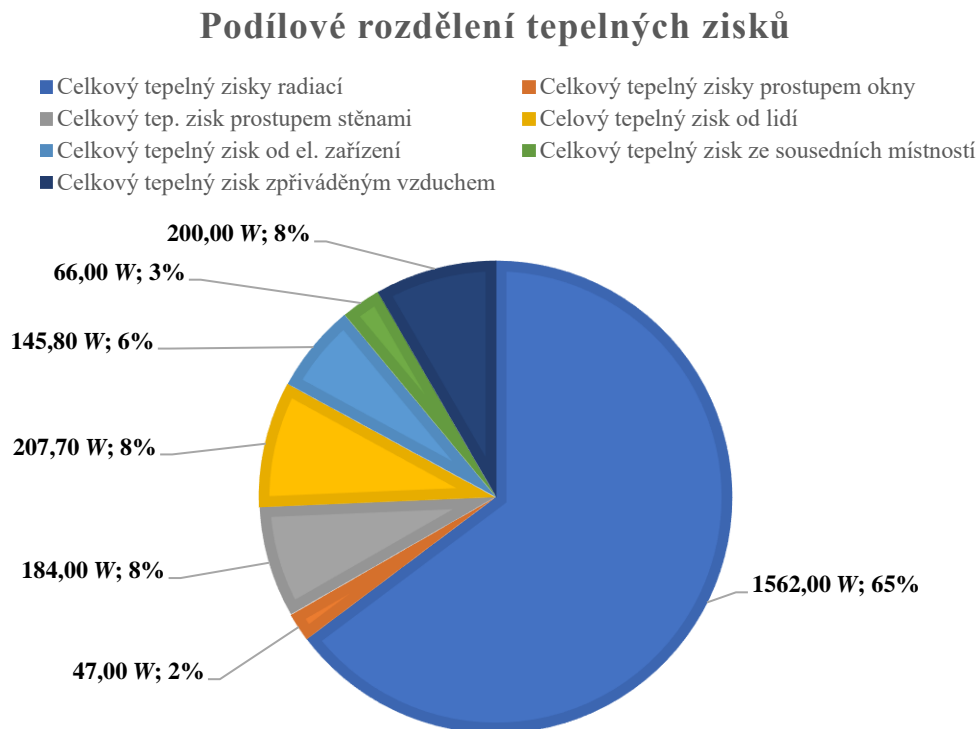
Označení konstrukce	Popis	Součinitel prostupu tepla	Šířka	Výška
		$U [W/(m^2K)]$	$X [m]$	$Y [m]$
DN1	70/210	2,300	0,70	2,10
DN2	80/210	2,300	0,80	2,10
DN3	90/210	2,300	0,90	2,10

Okenní výplně otvorů – O1

Označení konstrukce	Popis	Součinitel prostupu tepla	Šířka	Výška
		$U [W/(m^2K)]$	$X [m]$	$Y [m]$
OT1	Výkladce 127/220	1,500	1,27	2,20
OT3	Výkladce 250/220	1,500	2,50	2,20
OT4	Výkladce 45/220	1,500	0,45	2,20
OT5	Výkladce 210/220	1,500	2,10	2,20
OT6	Výkladce 160/220	1,500	1,60	2,20
OT7	Výkladce 145/220	1,500	1,45	2,20
OT8	Výkladce 200/220	1,500	2,00	2,20
OT9	Okno 100/190	0,960	1,00	1,90
OT10	Okno 200/190	0,960	2,00	1,90
OT11	Okno 200/230	0,960	2,00	2,30
OT12	Okno 150/190	0,960	1,50	1,90
OT13	Okno 150/230	0,960	1,50	2,30
OT14	Okno 100/230	0,960	1,00	2,30
OT15	Okno 250/230	0,960	2,50	2,30
OT16	Okno 200/210	0,960	2,00	2,10
OT17	Okno 120/70	0,960	1,20	0,70
OT18	Okno 100/210	0,960	1,00	2,10
OT19	Okno 90/230	0,960	0,90	2,30
OT20	Okno 250/210	0,960	2,50	2,10

P2 Podílové rozdělení tepelných zisků při použití různých typů stínící techniky pro čas 15:00 SELČ

Podílové rozdělení tepelných zisků – bez použití stínící techniky

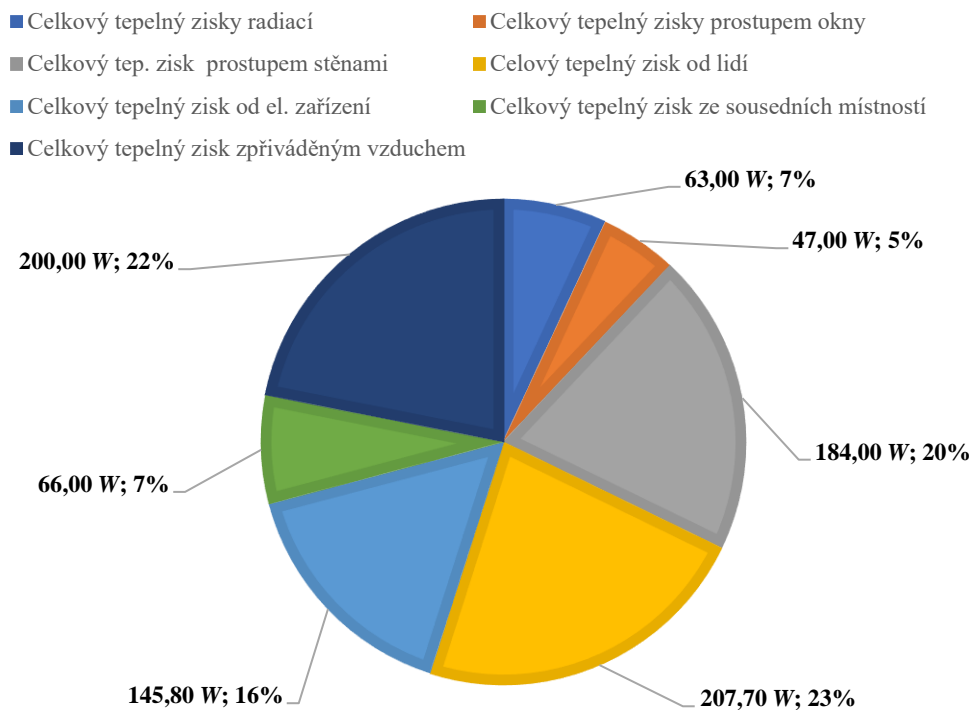


Podílové rozdělení tepelných zisků – předokenní lamelové žaluzie



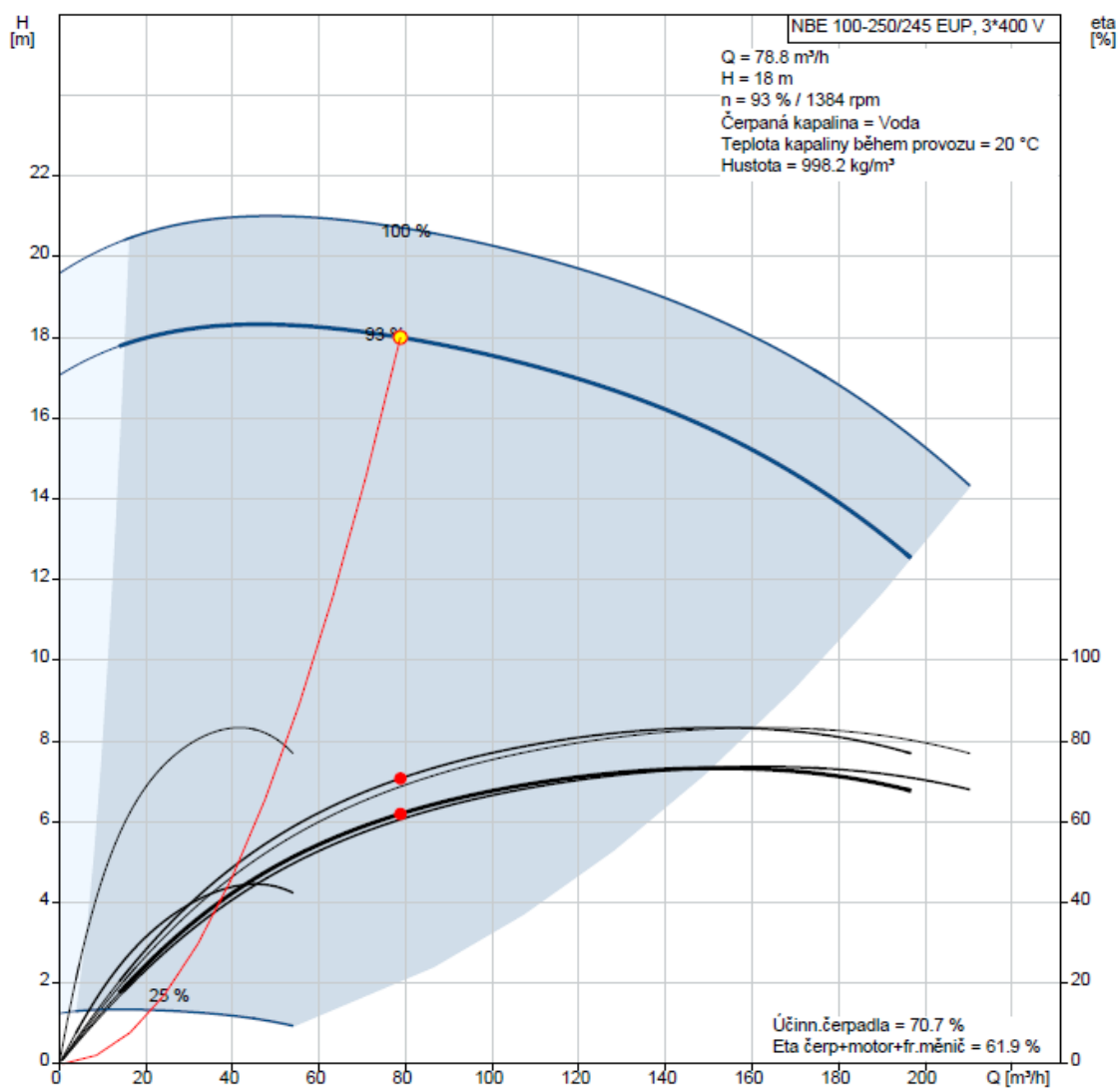
Podílové rozdělení tepelných zisků – kombinace stínících prvků (vnitřní žaluzie, venkovní žaluzie, slunolamy)

Podílové rozdělení tepelných zisků

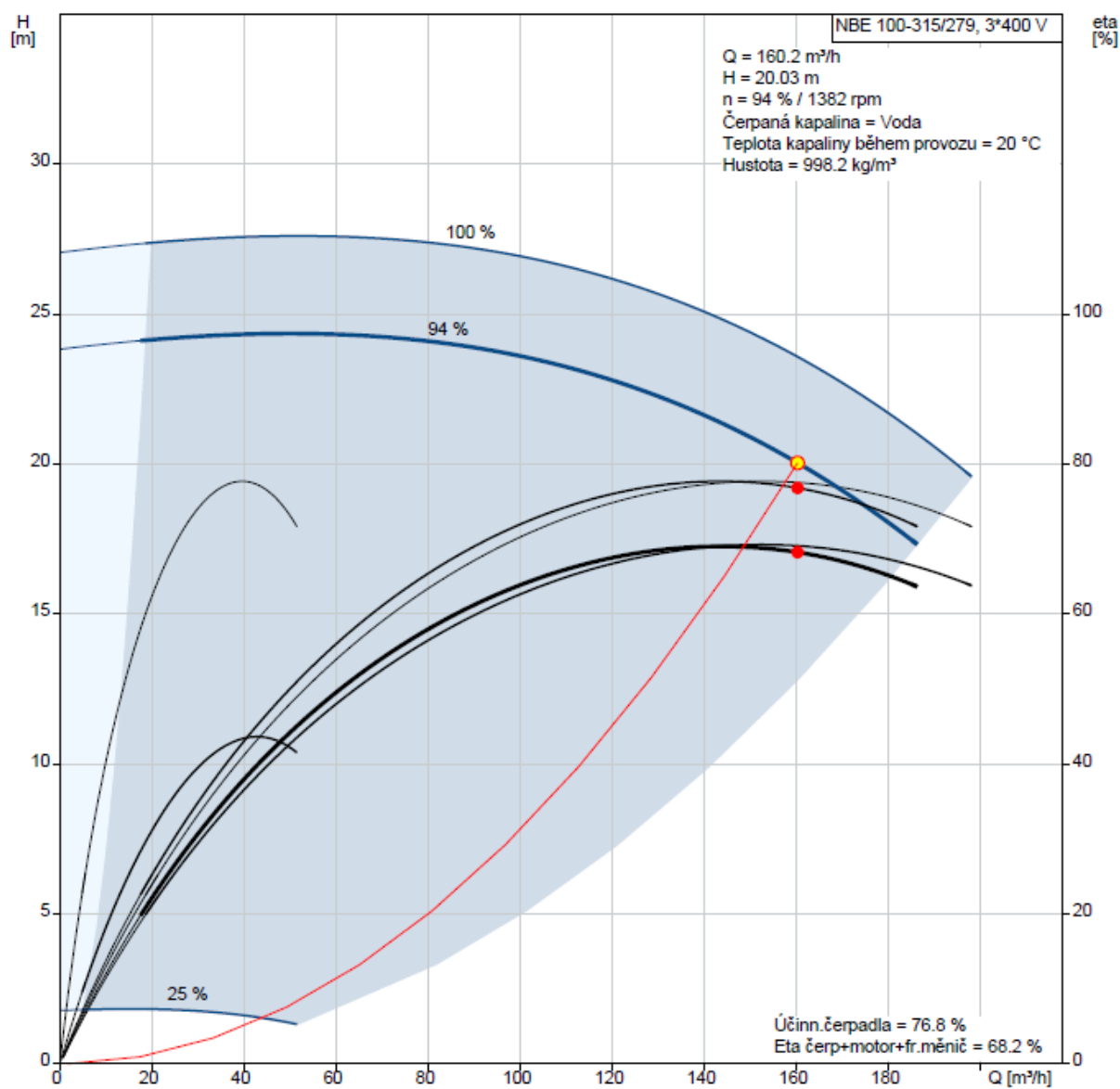


P3 Charakteristiky použitých oběhových čerpadel

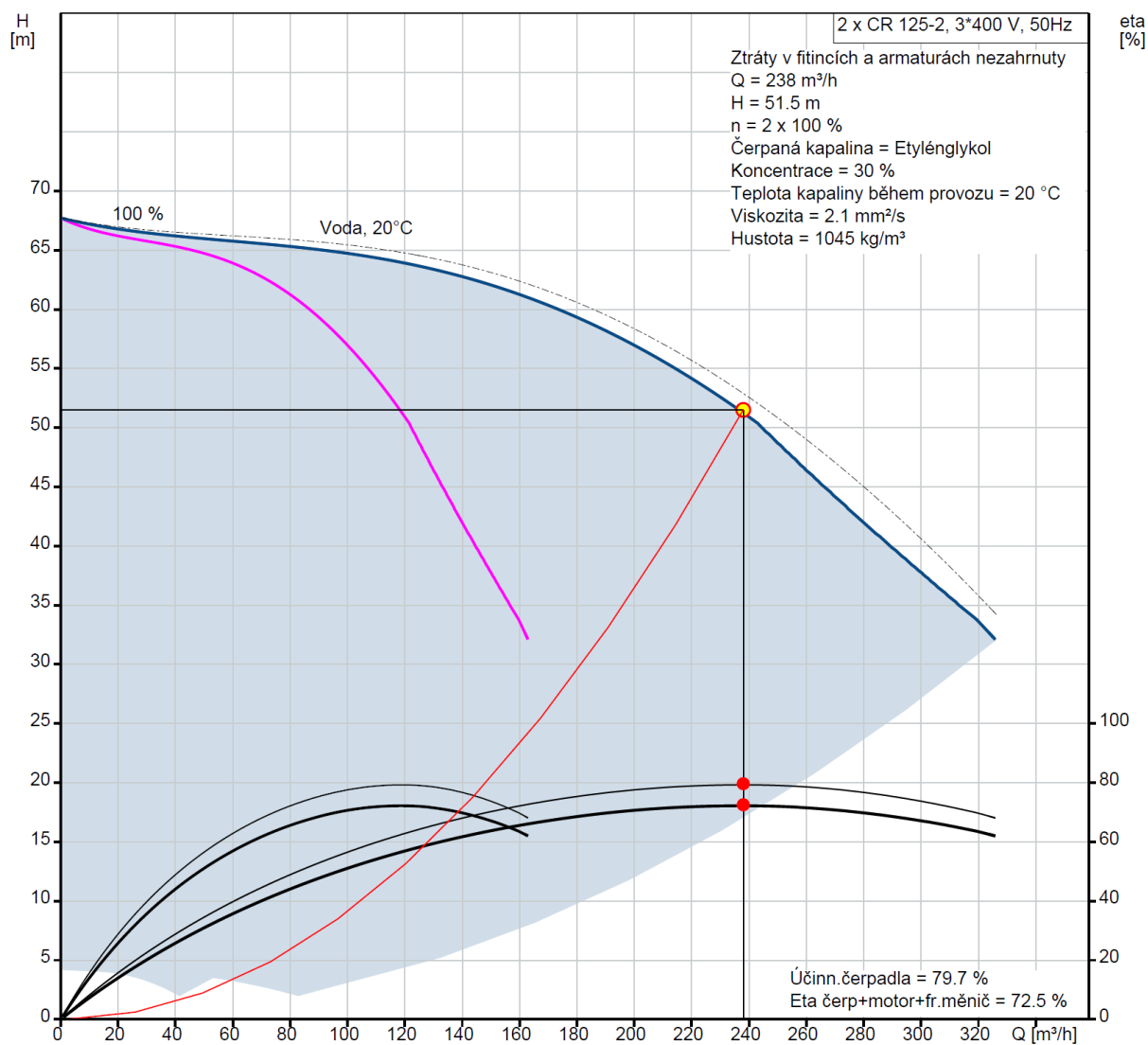
Charakteristika oběhového čerpadla (pozice 2.6)



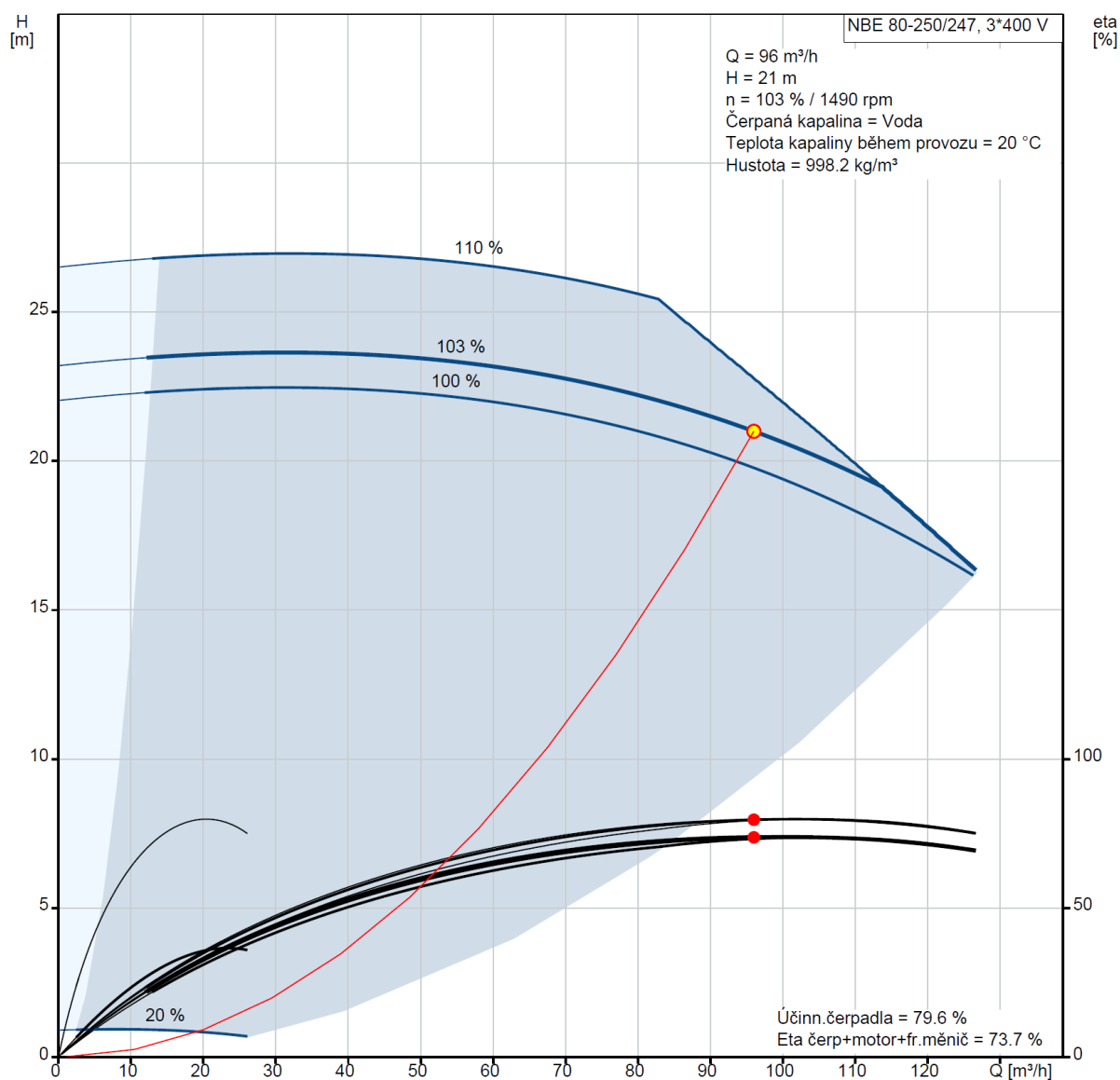
Charakteristika oběhového čerpadla (pozice 2.9)



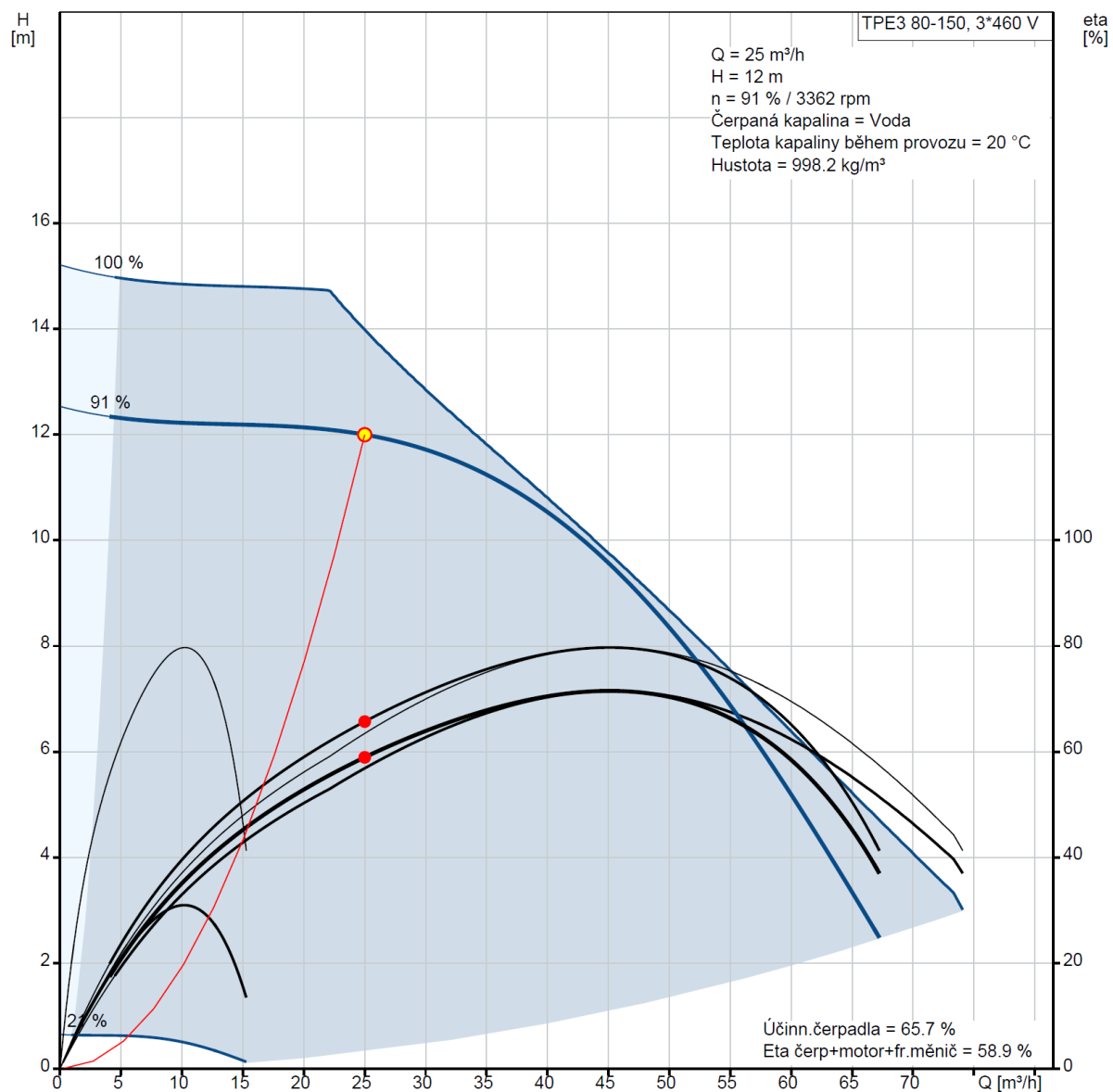
Charakteristika oběhového čerpadla (pozice 2.4)



Charakteristika oběhového čerpadla (pozice 5.1)



Charakteristika oběhového čerpadla (pozice 5.2)



Charakteristika oběhového čerpadla (pozice 5.3)

